

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Vertikální pohon překladače lisovaných desek

Vertical Drive for a Freight Handler of Pressed Boards

Student:

Petr Škrabal

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Daniel Pišťáček Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání bakalářské práce

Student: **Petr Škrabal**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Vertikální pohon překladače lisovaných desek**
Vertical Drive for a Freight Handler of Pressed Boards

Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh pohonu pro vertikální přemísťování lisovaných desek pomocí manipulátoru - překladače. Řešení vychází ze stávajícího stavu překladače změněním hmotnosti manipulovaného břemene a rozteče nosných sloupů zařízení.

Specifikace:

- hmotnost břemene (desky) 200 kg
- hmotnost zvedané části vertikální jednotky 850 kg
- výška zdvihu 1,5 m
- doba zdvihu 3 s
- max. rychlost pohybu 0,68 m/s
- rozteč sloupů vertikální jednotky 1,8 m.

Zpracujte přehled konstrukce stávajícího řešení a nový návrh pohonu dle požadavků specifikace. Doplňte o nezbytnou výkresovou dokumentaci (min. výkres sestavy a vybraný výrobní výkres).

Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

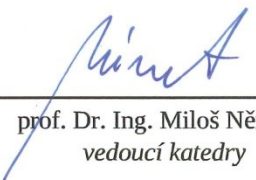
KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2007. 91 s. Dotisk 1. vyd. 2008. ISBN 978-80-248-1290-8.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 7.5. 2015


.....
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 7.5. 2015


.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Petr Škrabal

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Náklo 159, 783 32 Náklo

Anotace bakalářské práce

Škrabal, P. *Vertikální pohon překladače lisovaných desek*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 52 s. Vedoucí práce: Ing Daniel Pišťáček, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem vertikálního pohonu překladače lisovaných desek. V úvodu práce se zabývám možnostmi přepravy materiálu ve výrobě, konkrétně pak o kusový materiál. V další části se věnuji konstrukci stávajícího řešení překladače a parametrům jednotlivých částí pohonu. Výsledkem práce je pak samotný návrh nového vertikálního pohonu pro nově zadané parametry.

Annotation of Bachelor thesis

Škrabal, P. *Vertical Drive for a Freight Handler of Pressed Boards*: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, Faculty of mechanical engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2015, 52 p. Thesis head: Ing Daniel Pišťáček, Ph.D.

This Bachelor Thesis deals with the design vertical drive for a handler of pressed boards. In the introduction, I deal with possibilities of transportation of materials in the manufacture, notably the particulate material. The next section is devoted to the construction of the existing solution of a complier and parameters of an individual drive components. The result of the thesis is the designing of a new vertical drive for the new specified parameters.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	7
1 Úvod.....	11
1.1 Cíle bakalářské práce	11
2 Možnosti přepravy materiálu	12
2.1 Zařízení vhodná pro dopravu kusového materiálu	12
3 Konstrukce stávajícího řešení	15
3.1 Popis funkce vertikální jednotky	16
3.2 Parametry použitého motoru a převodovky.....	16
3.3 Parametry použité spojky.....	17
3.4 Parametry použitých ložisek	18
3.5 Parametry použitého řemene a řemenice	20
4 Návrh nového pohonu	21
4.1 Návrh řemene a řemenice	21
4.2 Návrh motoru a převodovky	25
4.3 Návrh spojky.....	30
4.4 Návrh hřídele	32
4.5 Návrh ložisek	37
4.6 Návrh upínacího pouzdra řemenice	39
4.7 Návrh čepu napínacího kola a ložisek	41
4.8 Uchycení konců řemenu	46
5 Závěr	48
6 Seznam literatury a dalších zdrojů	49
7 Seznam příloh.....	51

Seznam použitých značek a symbolů

Značka:	Popis:	Jednotka:
a	Výpočtová vzdálenost na hřídeli	mm
a	Zrychlení	m/s ²
a _l	Součinitel spolehlivosti ložiska	-
a _{SKF}	Součinitel trvanlivosti ložiska dle standartu SKF	-
b	Šířka pera	mm
b	Výpočtová vzdálenost na hřídeli	mm
b	Šířka vidlice	mm
b _f	Šířka řemene	mm
c	Rozteč sloupků vertikální jednotky	mm
c _s	Bezpečnostní faktor řemene	-
d	Vnitřní průměr ložiska	mm
d _č	Průměr čepu napínacího kola	mm
d _{hp}	Průměr výstupních hřídelů z převodovky	mm
d _{min}	Minimální průměr hřídele	mm
h	Maximální délka zdvihu	mm
h	Výška pera	mm
i _c	Celkový převodový poměr	-
k _s	Statická bezpečnost	-
l	Výpočtová vzdálenost na hřídeli	mm
l	Délka pera	mm
l	Délka čepu mezi ložisky	mm
l _{dov}	Dovolené prodloužení řemene	mm/m
Δl	Prodloužení řemene	mm
m	Zvedaná hmotnost	kg
m _m	Hmotnost motoru	kg
m _s	Hmotnost spojky	kg
n	Otáčky hřídele	1/min
n ₂	Otáčky napínacího kola	1/min
n _{MAX}	Maximální otáčky spojky	1/min
n _m	Otáčky motoru	1/min
n _f	Otáčky řemenice	1/min
n _v	Výstupní otáčky motoru	1/min

Značka:	Popis:	Jednotka:
p	Otlačení čepu	MPa
p _D	Dovolené otlačení	MPa
p _{ph}	Otlačení pera v hřídeli	MPa
p _{pp}	Otlačení pera převodovky	MPa
t	Doba zdvihu	s
t	Hloubka drážky v hřídeli	mm
t _l	Hloubka drážky v náboji	mm
v	Maximální rychlost zdvihu	m/s
z	Počet zubů řemenice	-
z _m	Minimální počet zubů řemenice v záběru	-
B	Šířka ložiska	mm
B	Šířka řemenice	mm
C	Základní dynamická únosnost ložiska	N
C ₀	Základní statická únosnost ložiska	N
C	Koeficient délky náboje a tvaru upínací sady	-
D	Vnější průměr ložiska	mm
D	Vnější průměr upínací sady	mm
D _M	Průměr náboje	mm
D _K	Průměr napínacího kola	mm
D _p	Roztečný průměr řemenice	mm
D _e	Patní průměr řemenice	mm
D1 , D2	Maximální průměry výstupu a vstupu spojky	mm
F _a	Síla k urychlení břemene	N
F _B	Servisní faktor spojky	-
F _č	Síla zatěžující čep	N
F _{DP}	Pevnost při přetržení řemene	N
F _G	Síla potřebná ke zdvihu břemene	N
F _P	Předpětí řemene	N
F _{ph}	Síla působící na pero hřídele	N
F _{PMAX}	Maximální síla v řemeni	N
F _{pp}	Síla působící na pero převodovky	N
F _{pspec}	Přenosná síla na 1 zub řemene a jednotu šířky	N/cm
F _T	Teplotní faktor spojky	-
F _U	Zatížení řemene	N

Značka:	Popis:	Jednotka:
F_V	Výsledná síla pro zdvih	N
K	Součinitel upínacího pouzdra	-
$L_{\check{c}}$	Celková délka čepu	mm
L_{mn}	Modifikovaná trvanlivost ložiska	hod.
L_{10h}	Trvanlivost ložiska v hodinách	hod.
M_a	Moment k bodu A	Nm
$M_{a\check{c}}$	Ohybový moment na čepu k bodu A	Nm
M_{av}	Dynamický výstupní krouticí moment	Nm
M_b	Moment k bodu B	Nm
$M_{b\check{c}}$	Ohybový moment na čepu k bodu B	Nm
M_{kAA}	Krouticí moment na hřídeli v místě řezu A-A	Nm
M_{kBB}	Krouticí moment na hřídeli v místě řezu B-B	Nm
M_o	Ohybový moment	Nm
M_{oAA}	Ohybový moment na hřídeli v místě řezu A-A	Nm
M_{oBB}	Ohybový moment na hřídeli v místě řezu B-B	Nm
$M_{o\check{c}max}$	Maximální ohybový moment na čepu	Nm
$M_{k\check{r}}$	Krouticí moment na řemenici	Nm
M_m	Krouticí moment motoru	Nm
M_M	Potřebný moment na výstupu z motoru	Nm
M_v	Výstupní krouticí moment	Nm
P	Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska	N
P_n	Dovolený tlak na náboj od upínací sady	MPa
P_0	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	N
R_a	Reakce na hřídeli v bodu A	N
$R_{a\check{c}}$	Reakce na čepu v bodu A	N
R_b	Reakce na hřídeli v bodu B	N
$R_{b\check{c}}$	Reakce na čepu v bodu B	N
R_{emin}	Minimální mez kluzu materiálu	MPa
R_m	Mez pevnosti materiálu	MPa
S_{ph}	Otlačovaná plocha pera hřídele	mm ²
S_{pp}	Otlačovaná plocha pera převodovky	mm ²
S_0	Statická bezpečnost ložiska	-
T_{AA}	Tečné síly v průřezu A-A	N
T_{BB}	Tečné síly v průřezu B-B	N

Značka:	Popis:	Jednotka:
T_{KN}	Jmenovitý krouticí moment spojky	Nm
W_k	Kvadratický průřez plochy v krutu	mm ³
W_o	Kvadratický průřez plochy v ohybu	mm ³
η	Účinnost převodovky	-
σ_D	Dovolené napětí v ohybu	MPa
σ_o	Napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{redGUEST}$	Redukované napětí dle Guestovy hypotézy	MPa
σ_{02}	Mez kluzu materiálu	MPa
τ_D	Dovolené namáhání v krutu	MPa
τ_k	Namáhání v krutu	MPa
ω	Úhlová rychlost řemenice	rad/s

1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je konstrukční návrh vertikálního pohonu překladače lisovaných desek. Toto zařízení slouží k překládání lisovaných vláknitocementových desek (střešní krytiny) ve výrobě z jedné linie dopravníků na druhou linii dopravníků. V první části práce se zaměřím na možnosti dopravy kusového materiálu ve výrobě. Další částí je rozbor stávajícího řešení překladače lisovaných desek, princip činnosti tohoto zařízení a popis parametrů jednotlivých použitých komponentů vertikálního pohonu. Jako poslední provedu samotný návrh nového překladače lisovaných desek, který spočívá ve změně parametrů zařízení. Tato konstrukce vychází ze stávajícího stavu překladače.

1.1 Cíle bakalářské práce

- stručně popsat možnosti dopravy kusového materiálu ve výrobě
- zpracovat přehled konstrukce stávajícího řešení překladače
- vypracovat konstrukční návrh nového překladače podle nových parametrů
- zhotovení sestavného výkresu a vybraného výrobního výkresu

2 Možnosti přepravy materiálu

Zařízení pro dopravu materiálu je možné rozdělit podle různých kritérií do několika skupin. Jedním z hlavních kritérií je rozdělení dopravníků na:

- s tažným elementem
- bez tažného elementu
- hydraulická a pneumatická doprava

Dalším důležitým rozdělením je, o jaký druh přepravovaného materiálu se jedná. V této kategorii můžeme dopravníky rozdělit do těchto skupin:

- se sypkými materiály
- s kusovitými materiály
- se sypkými hmotami a kusovitým materiálem
- doprava osob

2.1 Zařízení vhodná pro dopravu kusového materiálu

Pro přemísťování kusového materiálu ve výrobě jsou vhodné tyto dopravní prostředky:

- pásové dopravníky

Použití pásových dopravníků v průmyslu je velmi rozšířené, nejčastěji se však využívá ve strojírenství, zemědělství a potravinářském průmyslu. Jedná se o dopravníky s tažným elementem. Jsou vhodné pro dopravu jak ve vodorovném, tak v šikmém směru.



Obr. 2.1 Pásový dopravník [18]

- válečkové tratě

Válečkové tratě se používají nejvíce ve strojírenství pro plynulou nebo přerušovanou mezioperační dopravu. Tento typ dopravníku lze zařadit mezi dopravníky bez tažného elementu. Jsou vhodné pro dopravu ve vodorovném směru. Válečky mohou být poháněné nebo nepoháněné.



Obr. 2.2 Válečková trať [14]

- závěsné dopravníky

Závěsné dopravníky se používají především ve strojírenství pro dopravu mezi jednotlivými operacemi. Tento dopravník se řadí do skupiny s tažným elementem. Dopravovaný materiál je umístěn na závěsném zařízení.



Obr. 2.3 Závěsný dopravník [16]

- dopravní vozíky

Tato zařízení slouží především k přemísťování výrobků ve výrobě a ve skladech. Vozíky mohou být s nehybnou plošinou a se zdvižnou plošinou. Dále se pak dají rozdělit na vozíky vysokozdvížné a nízkozdvížné.



Obr. 2.4 Paletový vozík s váhou [19]

- jeřáby

Jeřáby jsou zdvihací zařízení, která přemísťují břemena jak ve vodorovném, tak svislém směru ve vymezeném prostoru. Jeřáby můžeme rozdělit na mostové, portálové, poloportálové, konzolové, sloupové, věžové, vozidlové plovoucí a lanové. Ve strojírenství jsou nejvíce používány jeřáby mostové.



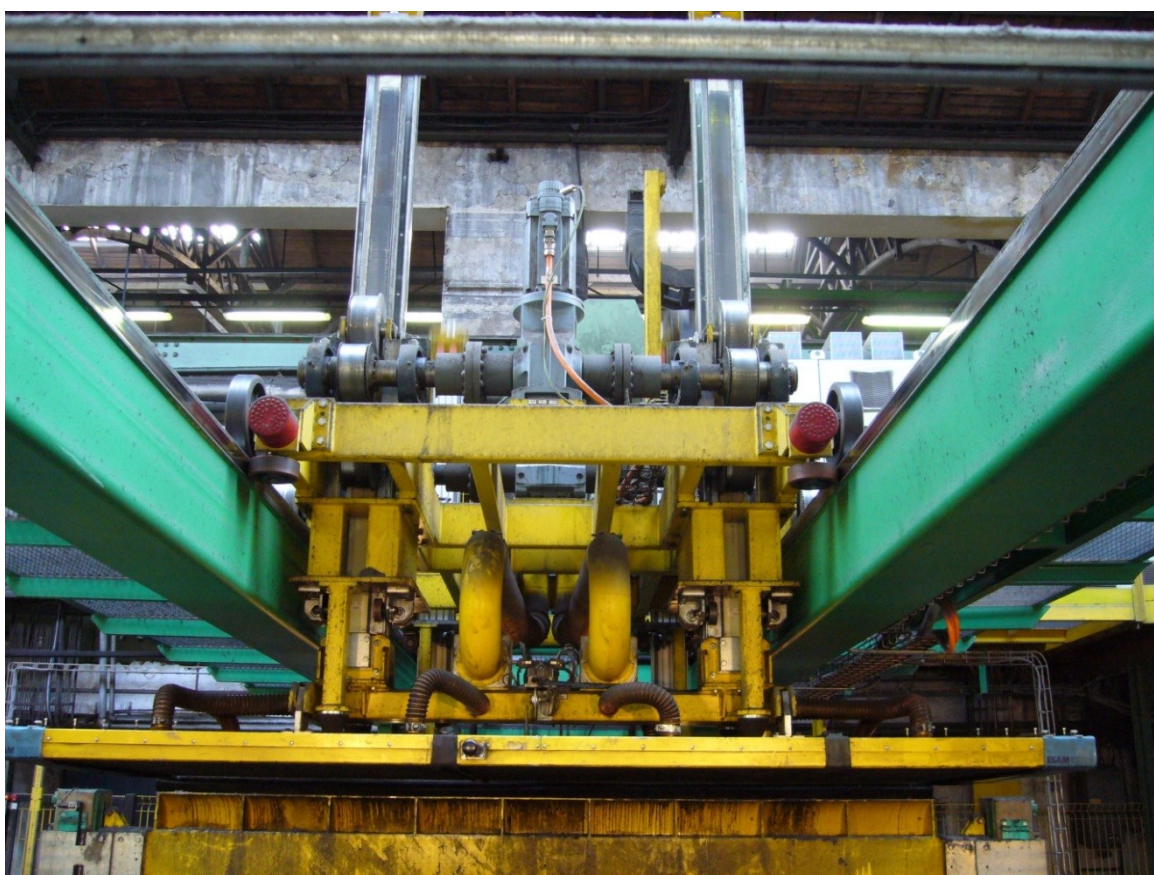
Obr. 2.5 Dvounosíkový mostový jeřáb [17]

3 Konstrukce stávajícího řešení

Konstrukce vertikálního překladače zařízení se skládá z těchto hlavních částí:

- vertikální pohon
- horizontální pohon
- nosná konstrukce
- podtlakový manipulátor

Zařízení slouží k přenášení lisovaných desek v určité části výroby z jedné linie dopravníků na druhou linii dopravníků. Vertikální jednotka se spustí nad manipulovanou desku. Pomocí podtlakového manipulátoru se deska uchopí a následně zvedne. Horizontální pohon pak přesune celé zařízení po horizontálních pojezdech nad druhou linii dopravníků, kde vertikální jednotka sjede s manipulovanou deskou dolů a uloží ji na dopravník. Vertikální jednotka se opět zvedne a horizontální posuv ji přesune zpět do výchozí polohy. Celá tato operace se opakuje.



Obr. 3.1 Překladač lisovaných desek

3.1 Popis funkce vertikální jednotky

Vertikální jednotka slouží ke zdvihu a spouštění manipulovaného břemene, což je v tomto případě vláknitocementová zvlněná střešní krytina o rozměru 5000x1100 milimetrů. Pohon vertikální jednotky se skládá z těchto hlavních částí:

- motor a převodovka
- spojka
- ložiskové jednotky
- řemenice a ozubený řemen
- napínací kolo

Podtlakový manipulátor je uchycen k závěsu koše zvlněné desky. Celá tato část je připevněna na koncových konzolách, ke kterým jsou připojeny ozubené řemeny. Koncové konzoly jsou uloženy ve spodní části vedení z ALU profilu. V horní části ALU profilu jsou řemeny uchyceny v upínací desce, a pomocí soustavy talířových pružin je v nich vyvozeno požadované předpětí. Řemen je veden přes dvě napínací kola a ozubenou řemenici, která je pomocí upínací sady připevněna na hřídeli. Hřídel je uložena v ložiskových jednotkách, které jsou přišroubovány k rámu zařízení. Hřídel je připojena pomocí spojky k převodovému motoru. Zvedané části jsou sloupky s řemeny a koncovými konzolami, na kterých je závěs a podtlakový manipulátor. Manipulovaná deska, podtlakový manipulátor a závěs jsou centrovány na hlavní osy vertikální jednotky. Hlavní parametry vertikální jednotky:

- | | |
|-----------------------------|------------------------|
| • zvedaná hmotnost | $m = 1\,650\text{ kg}$ |
| • maximální rychlost zdvihu | $v = 0,68\text{ m/s}$ |
| • zrychlení | $a = 1,5\text{ m/s}^2$ |
| • maximální délka zdvihu | $h = 850\text{ mm}$ |
| • rozteč sloupků jednotky | $c = 1570\text{ mm}$ |

3.2 Parametry použitého motoru a převodovky

Pro vertikální pohon překladače je použit kuželový převodový motor od firmy SEW-EURODRIVE. Jedná se o třístupňovou převodovku s patkovým motorem a výstupními hřídeli na dvou stranách. Motor je namontován v montážní pozici M4 dle katalogu výrobce. Motor je dále opatřen kotoučovou brzdou. Ta je řízena regulátorem. K motoru jsou připojeny 3 TF teplotní čidla pro teplotní třídu do 155 F. Dále je motor vybaven inkrementálním čidlem, které slouží ke snímání otáček motoru a externím ventilátorem.

Přesné označení motoru je K 97 DRL 160 M4BE20/TF/AG7W/V. Jednotlivé údaje znamenají:

- K typ převodovky
- 97 velikost převodovky
- DR konstrukční řada motoru
- L typové označení
- 160 velikost motoru
- M specifikace rozměru motoru
- 4 počet pólů motoru
- BE20 označení brzdy motoru
- TF typ tepelné ochrany motoru
- AG7W inkrementální čidlo
- V externí ventilátor

Hlavní parametry motoru a převodovky:

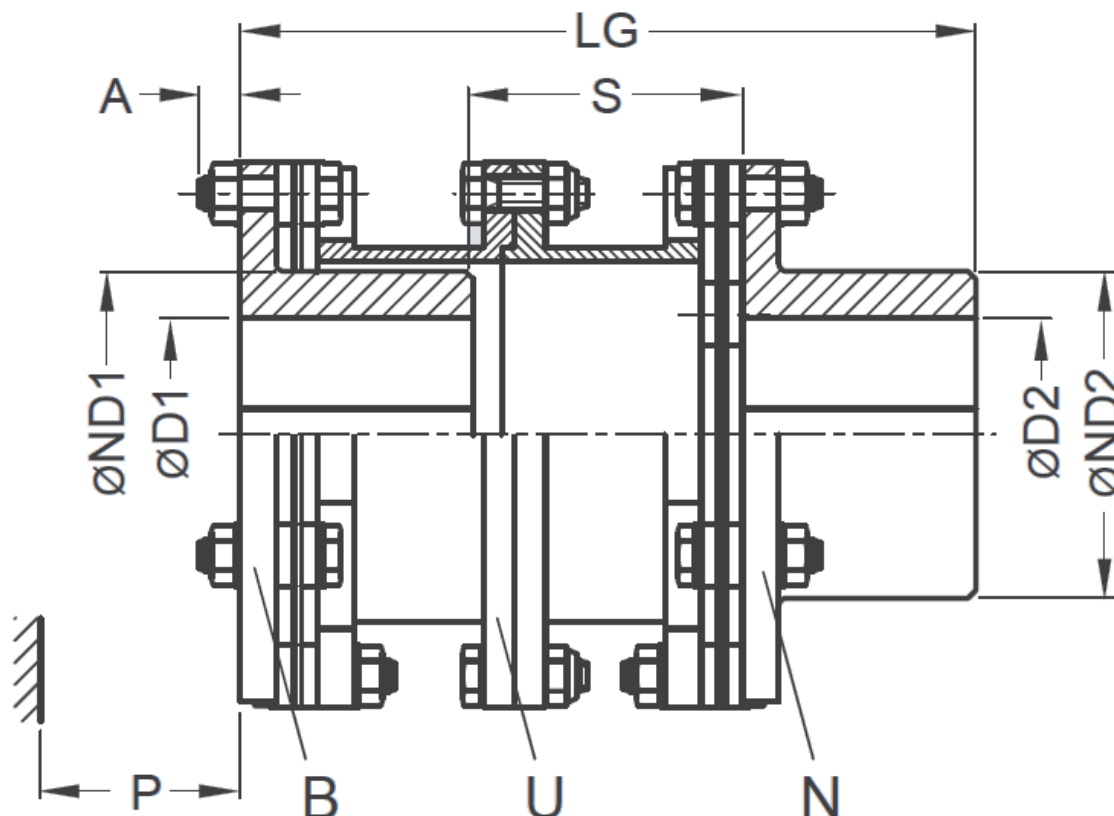
- | | |
|-----------------------------|----------------------------|
| • jmenovité otáčky motoru | $n_m = 2100 \text{ 1/min}$ |
| • výstupní otáčky | $n_v = 68 \text{ 1/min}$ |
| • celkový převodový poměr | $i_c = 30,82$ |
| • výstupní moment | $M_v = 4300 \text{ Nm}$ |
| • dynamický výstupní moment | $M_{av} > 4710 \text{ Nm}$ |
| • moment motoru | $M_m = 83 \text{ Nm}$ |
| • celková hmotnost | $m_m = 256,7 \text{ kg}$ |
| • účinnost převodovky | $\eta = 96 \%$ |
| • průměr výstupních hřídelí | $d_{hp} = 70 \text{ mm}$ |

3.3 Parametry použité spojky

Pro přenos točivého momentu z převodovky je zde použita hřídelová spojka od firmy FLENDER. Jedná se o spojku řady ARPEX ARS-6. Jsou to univerzální celokovové spojky, které jsou vhodné pro přenos krouticích momentů v rozsahu 170 až 106 000 Nm a pro střední rychlosti otáčení. Vyrovnání radiálních, axiálních a úhlových nesouosostí je u těchto spojek vyřešeno pomocí dvou flexibilních lamelových svazků. Tento typ spojky je možné použít i do prostředí, kde hrozí nebezpečí výbuchu. Tato spojka je vhodná pro použití u papírenských strojů, kompresorů, čerpadel, ventilátorů a dmychadel, lisů,

dopravníků, kovoobráběcích strojů a strojů na zpracování plastů. Označení spojky je ARPEX ARS-6 BUN 210-6. Jedná se o variantu spojky s děleným středním prostorem. Hlavní parametry použité spojky jsou:

- jmenovitý moment $T_{KN} = 4\,400 \text{ Nm}$
- maximální otáčky $n_{MAX} = 5000 \text{ ot/min}$
- maximální průměr spojovaných hřídelů $D_1 = D_2 = 95 \text{ mm}$
- hmotnost spojky $m_s = 21,9 \text{ kg}$



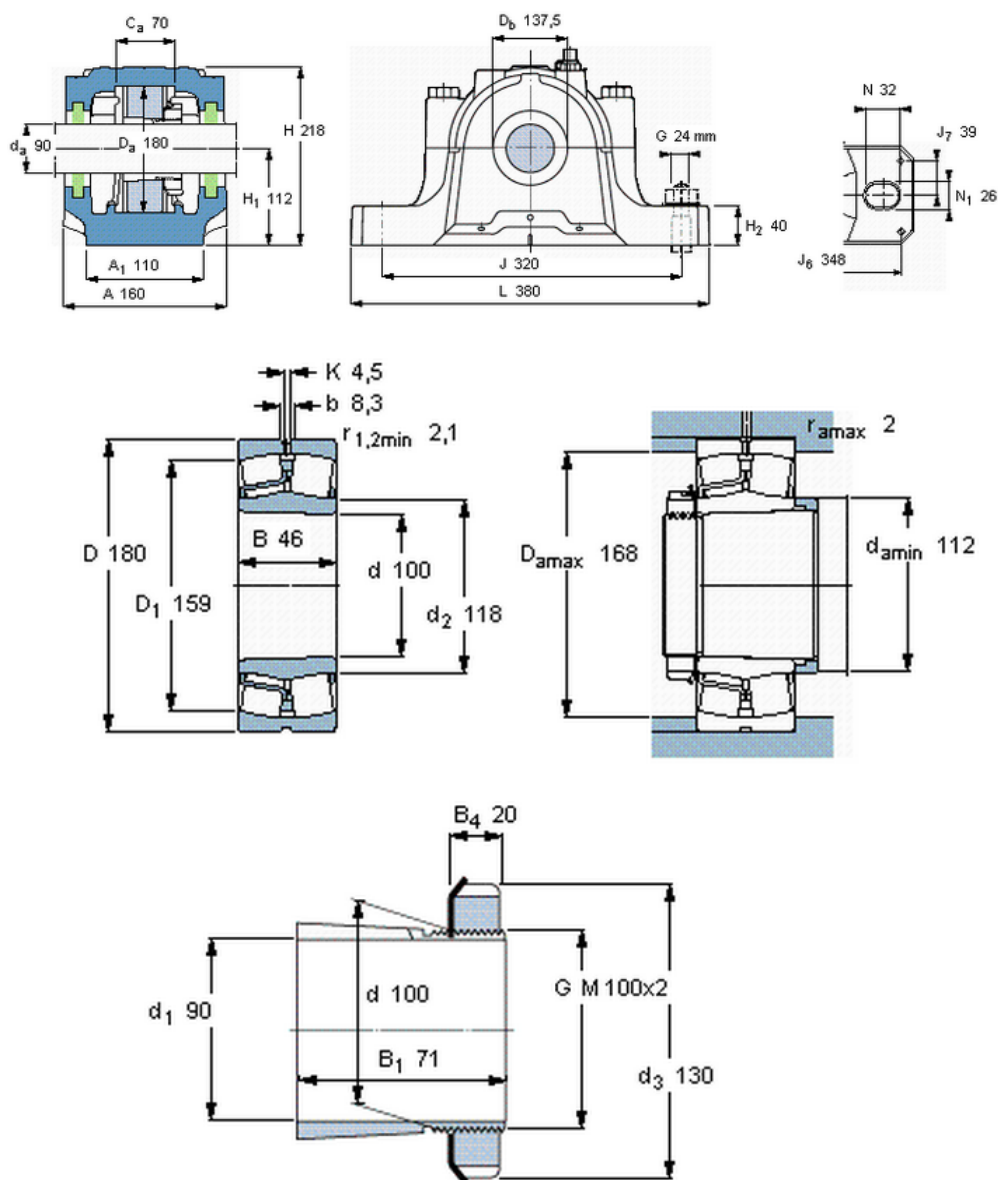
Obr. 3.2 Schéma spojky FLENDER ARPEX ARS-6 BUN [12]

3.4 Parametry použitých ložisek

Hřídele jsou uloženy v ložiskových jednotkách od firmy SKF. Jedná se o soudečkové ložiska 22220 EK s kuželovou dírou s kuželovitostí 1:12, která jsou upevněna na upínacím pouzdru s označením H 320. Upínací pouzdro lze použít pro upevnění ložiska na válcovou hřídel s osazením i bez osazení. Výhodou je, že na hladké hřídeli je možno zajistit ložisko v jakékoli poloze. Další výhodou je snadná montáž i demontáž ložiska. Ložisko na upínacím pouzdře je uloženo do děleného ložiskového tělesa SNL 520. Hlavní parametry ložiska jsou:

- základní statická únosnost $C_0 = 490 \text{ kN}$
- základní dynamická únosnost $C = 425 \text{ kN}$
- vnitřní průměr ložiska $d = 100 \text{ mm}$
- vnější průměr ložiska $D = 180 \text{ mm}$
- šířka ložiska $B = 46 \text{ mm}$

Další hlavní rozměry ložiska, upínacího pouzdra a použitého ložiskového tělesa jsou znázorněny na následujícím obrázku 3.3.

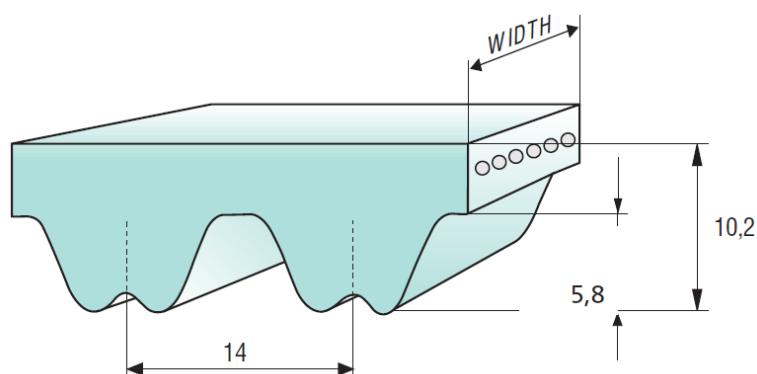


Obr. 3.3 Rozměry ložiskového domku, ložiska a upínacího pouzdra [10]

3.5 Parametry použitého řemene a řemenice

Pro převod otáčivého pohybu na přímočarý pohyb je použit ozubený řemen s řemenicí. Jedná se o řemen od firmy MEGADYNE řady MEGALINEAR s firemním označením 115 RPP14XP KORD. Jeho šířka je 115 mm, ostatní rozměry jsou znázorněny na obr. 3.4. Základní údaje o řemeni:

- | | |
|---|--|
| • přenosná síla na 1 zub a jednotku šířky | $F_{p\text{ spec}} = 132 \text{ N/cm}$ |
| • maximální tažná síla | $F_{p\text{ MAX}} = 53\,030 \text{ N}$ |
| • pevnost řemene při přetržení | $F_{DP} = 185\,600 \text{ N}$ |
| • dovolené prodloužení řemene | $l_{\text{dov}} = 4 \text{ mm/m}$ |



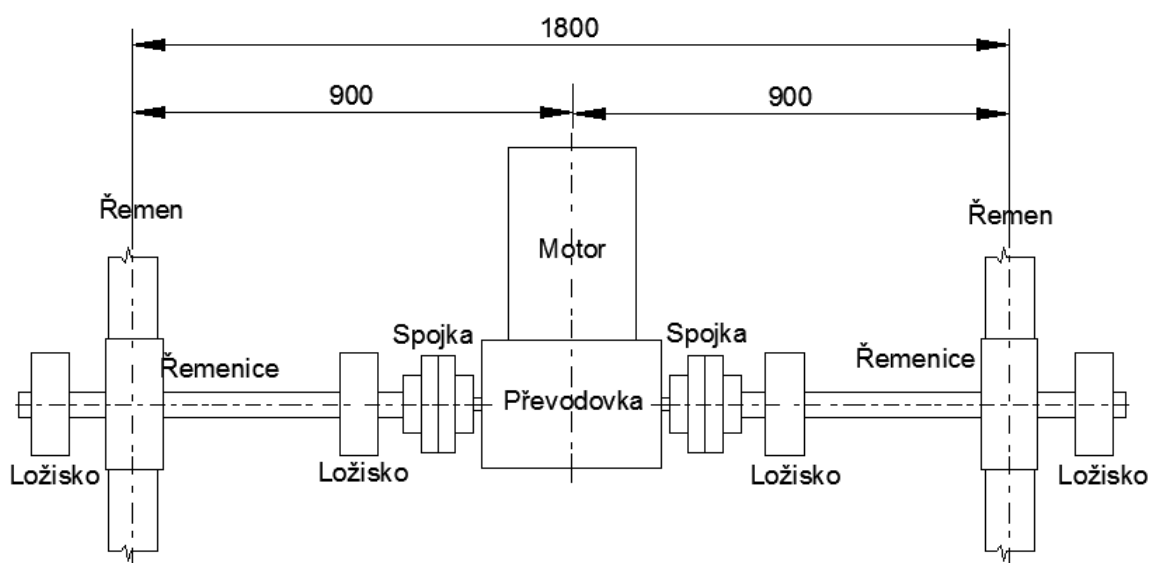
Obr. 3.4 Tvar použitého řemene [7]

Použitá řemenice je také od firmy MEGADYNE. Její katalogové označení je 48 RPP14 SB. Je to řemenice o roztečném průměru $D_p = 213,9 \text{ mm}$. Šířka řemenice je $B = 125 \text{ mm}$. Náboj řemenice je upravený tak, aby se dala na hřídeli upnout pomocí upínací sady.

4 Návrh nového pohonu

Návrh nového pohonu vychází ze stávající konstrukce. Princip konstrukce je stejný jako u stávajícího řešení. Nový překladač se liší ve zvedané hmotnosti, zrychlení, rozteči sloupků a výšce zdvihu. Nové parametry jednotky jsou:

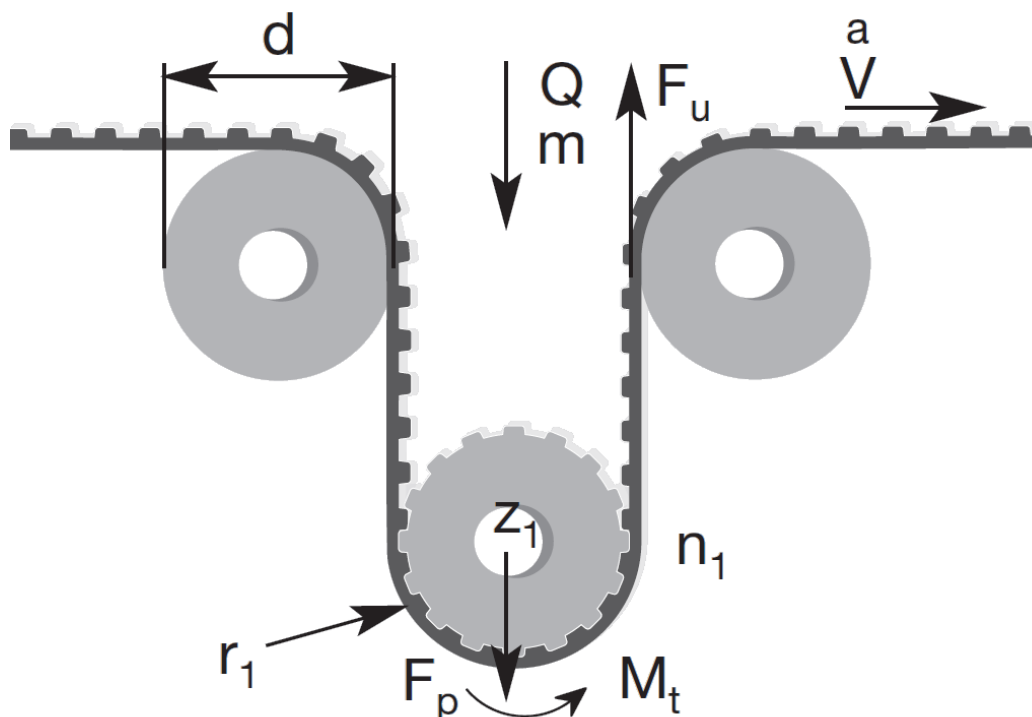
- zvedaná hmotnost $m = 1\,050\text{ kg}$
- zrychlení $a = 0,85\text{ m/s}^2$
- maximální délka zdvihu $h = 1500\text{ mm}$
- rozteč sloupků jednotky $c = 1800\text{ mm}$



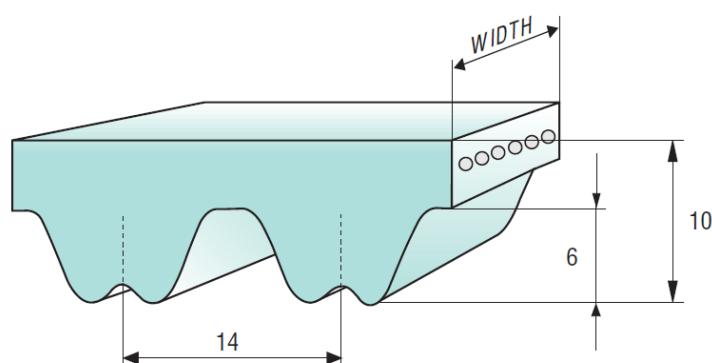
Obr. 4.1 Schéma pohonu vertikální jednotky

4.1 Návrh řemene a řemenice

Návrh řemene a řemenic vychází z katalogu firmy MEGADYNE [7]. Pro zdvih jsou použity dva totožné řemeny. Zvedaná hmotnost je centrována na hlavní osy vertikální jednotky, z čehož plyne, že celková hmotnost se rozdělí na polovinu do obou řemenů. Pro zdvih použiji lineární uspořádání dle obr. 4.2. Pro pohon volím řemen MEGALINEAR RPP14, který je znázorněn na obr. 4.3.



Obr. 4.2 Uspořádání řemenového převodu [7]



Obr. 4.3 Řemen MEGALINEAR RPP14 [7]

Zatížení řemene vypočítám podle vztahu (4.1)

$$F_U = \left(\frac{m}{2} \cdot a\right) + \left(\frac{m}{2} \cdot g\right) = \left(\frac{1050}{2} \cdot 0,85\right) + \left(\frac{1050}{2} \cdot 9,81\right) = 5\,597\,N \quad (4.1)$$

Pro určení potřebné šířky řemene musím vyhledat další parametry. Jedním z nich je bezpečnostní faktor c_s . Určuje se z tabulky podle druhu stroje, ve kterém je použit řemen. V tomto případě se jedná o zdvihací zařízení, pro které je uvedeno $c_s = 1,8$ [7]. Dalším faktorem je síla, kterou je schopen řemen přenést na jednom zubu a jednotku šířky. Tento parametr je závislý i na otáčkách. Určuje se z tabulky v katalogu. Pro výpočet volím otáčky řemenice $n_f = 60$ ot/min. Nyní mohu určit sílu, kterou je schopen řemen přenést na jednom zubu a jednotku šířky $F_{p\,spec} = 133$ N [7]. Poslední parametr je počet zubů řemenice v záběru. Dle katalogu výrobce se pro lineární aplikaci řemene volí $z_m = 12$. Nyní mohu vypočítat potřebnou šířku řemene b_f podle vztahu (4.2).

TOOTH RESISTANCE

RPM (1/min)	0	20	40	60	80	100	200	300	400	500	750	1000	1500	2000	3000	4000	5000	8000
$F_{p\text{ spec}}$ (N/cm)	140	137	135	133	131	128	118	111	105	101	91	84	75	62	52	40	30	-

Obr. 4.4 Tabulka s hodnotami $F_{p\text{ spec}}$ [7]

$$b_f = \frac{F_u \cdot c_s \cdot 10}{F_{p\text{ spec}} \cdot z_m} = \frac{5597 \cdot 1,8 \cdot 10}{133 \cdot 12} = \mathbf{63,1\text{ mm}} \quad (4.2)$$

Dle katalogu volím nejbližší vyšší hodnotu šířky řemene $b_f = 85\text{ mm}$. Dalším důležitým údajem je předpětí řemene F_p , které se určí podle katalogu. Pro lineární aplikaci řemene se předpětí vypočítá podle vztahu (4.3). Dalším krokem je kontrola ocelové výztuhy řemene. Maximální síla pro řemen RPP14 a šířku $b_f = 85\text{ mm}$ je dle katalogu $F_{p\text{ MAX}} = 28\,000\text{ N}$. Kontrola se provádí podle vztahu (4.4). Jako poslední se provádí kontrola prodloužení řemene. Prodloužení nesmí přesáhnout dovolenou mez, která je uvedena v katalogu. Ta je pro řemen RPP14 a šířku $b_f = 85\text{ mm}$ rovna $l_{\text{dov}} = 4\text{ mm/m}$. Výpočet se provede podle vztahu (4.5)

TRACTION RESISTANCE

Belt width (mm)		40	55	85	115	150
Steel	Max Traction Load (N)	12160	17600	28000	40820	53850
	Breaking Strength (N)	48640	66880	106400	142880	188480
	Elongation at MTL (mm/m)	4	4	4	4	4

Obr. 4.5 Dovolené hodnoty namáhání řemene [7]

$$F_p = 2 \cdot F_u = 2 \cdot 5597 = \mathbf{11\,194\text{ N}} \quad (4.3)$$

$$F_{p\text{ MAX}} > \frac{F_p}{2} + (F_u \cdot c_s) \quad (4.4)$$

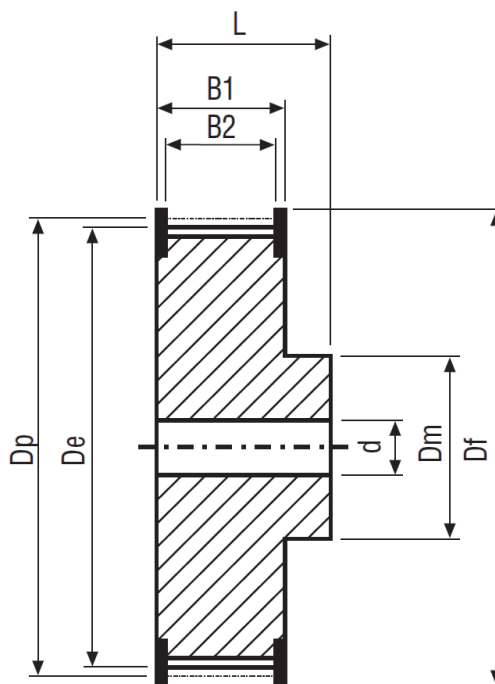
$$28\,000 > \frac{11194}{2} + (5597 \cdot 1,8)$$

28 000 N > 15 672 N Vyhovuje podmínce

$$\Delta l = \frac{F_u \cdot 4}{F_{p\text{ MAX}}} = \frac{5597 \cdot 4}{28000} = \mathbf{0,8\text{ mm/m} < 4\text{ mm/m}}$$
 Vyhovuje podmínce (4.5)

Řemen vyhovuje všem podmínkám.

Podle katalogu řemenic [8] volím pro pohon řemenici 44 14M 85 F. Řemenice je znázorněna na obr. 4.6 je to typ řemenice označovaný výrobcem AF. Tato řemenice se pak upraví obráběním tak, aby se dala použít pro upnutí na hřídel upínací sada. Na dalším obrázku 4.7 je tabulka s hlavními rozměry zvolené řemenice. Řemenice je vyrobená z oceli. Konkrétně pak z materiálu 11 600.



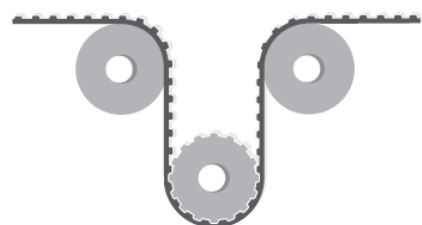
Obr. 4.6 Tvar použité řemenice [8]

HTD 14M 85 (passo 14 mm) per cinghia di larghezza 85 mm HTD 14M 85 (14 mm pitch) for 85 mm width belt									
	Codice Code	Disegno Drawing	N° Denti Teeth	Dp	De	Df	Dm	B	L
Acciaio/Steel	28 14M 85 F	AF	28	124,78	121,98	128	100	102	117
	29 14M 85 F	AF	29	129,23	126,44	138	100	102	117
	30 14M 85 F	AF	30	133,69	130,90	138	100	102	117
	32 14M 85 F	AF	32	142,60	139,81	154	100	102	117
	34 14M 85 F	AF	34	151,51	148,72	160	100	102	117
	36 14M 85 F	AF	36	160,43	157,68	168	100	102	117
	38 14M 85 F	AF	38	169,34	166,60	183	120	102	117
	40 14M 85 F	AF	40	178,25	175,49	188	135	102	117
	44 14M 85 F	AF	44	196,08	193,28	211	135	102	117
	48 14M 85 F	AF	48	213,90	211,11	226	150	102	117
Ghisa/Cast Iron	56 14M 85 F	SBF	56	249,55	246,76	256	150	102	102
	64 14M 85 F	SBF	64	285,21	282,41	296	150	102	102
	72 14M 85	SC	72	320,86	318,06	-	150	102	102
	80 14M 85	SC	80	356,51	353,71	-	150	102	102
	90 14M 85	SC	90	401,07	398,28	-	150	102	102
	112 14M 85	SC	112	499,11	496,32	-	150	102	102
	144 14M 85	SC	144	641,71	638,92	-	150	102	102
	168 14M 85	SC	168	748,66	745,87	-	150	102	102
	192 14M 85	SC	192	855,62	852,82	-	165	102	102
	216 14M 85	SC	216	962,57	959,76	-	165	102	102

Obr. 4.7 Tabulka s hlavními rozměry řemenice [8]

Posledním krokem při návrhu řemene a řemenice je kontrola, zda počet zubů řemenice je větší než minimální počet a kontrola průměru napínacího kola. V tomto případě je průměr napínacího kola $D_n = 305 \text{ mm}$. Počet zubů zvolené řemenice je $z = 44$. Na následujícím obrázku 4.8 je znázorněna tabulka s minimálními hodnotami pro tento řemen. Navržený průměr napínacího kola i počet zubů navržené řemenice tyto podmínky splňují.

FLEXION RESISTANCE



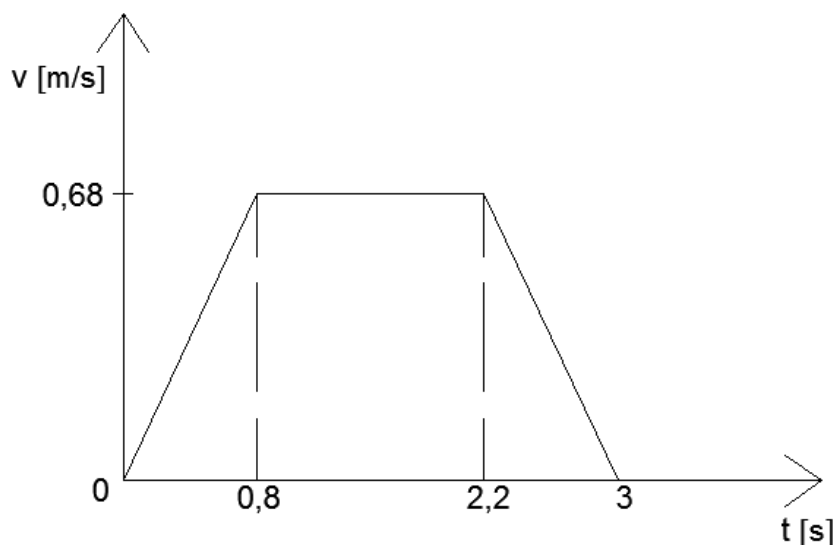
	Z min	Idler min dia (mm)
Standard steel cords	35	250

Obr. 4.8 Minimální počet zubů řemenice a minimální průměr napínacího kola [7]

4.2 Návrh motoru a převodovky

Pro nové zařízení bude použit na přání zákazníka kuželový převodový motor od firmy SEW-EURODRIVE. Rozložení pohybu vychází z následujícího obrázku 4.9.

- požadovaná rychlost zdvihu $v = 0,68 \text{ m/s}$
- zrychlení / zpomalení $a = 0,85 \text{ m/s}^2$
- celková doba zdvihu $t = 3 \text{ s}$



Obr. 4.9 Rozložení pohybu

Zvedaná hmotnost je centrovaná na hlavní osy jednotky. Jelikož znám zvedanou hmotnost a požadované zrychlení, mohu vypočítat síly, které musí vyvinout motor. Konkrétně sílu, kterou musí vyvinout, aby zvedaná hmotnost byla urychlena na požadované zrychlení (4.6) a sílu, aby zvedaná hmotnost se pohybovala rovnoměrnou rychlostí (4.7)

$$F_a = m \cdot a = 1050 \cdot 0,85 = \mathbf{892,5\ N} \quad (4.6)$$

$$F_G = m \cdot g = 1050 \cdot 9,81 = \mathbf{10\ 300,5\ N} \quad (4.7)$$

Celková síla, kterou musí motor vyvinout je součtem sil F_a a F_G . Tuto sílu navýším o 5%, které zahrnou ztráty.

$$F_V = (F_a + F_G) \cdot 1,05 = (892,5 + 10300,5) \cdot 1,05 = \mathbf{11\ 753\ N} \quad (4.8)$$

Z předchozího návrhu řemene a řemenice již znám roztečný průměr řemenice, který je $D_p = 196,08\ \text{mm}$. Potřebný krouticí moment na řemenici vypočítám podle vztahu (4.9).

$$M_{kr} = \frac{F_V \cdot D_p}{2} = \frac{11\ 753 \cdot 196,08 \cdot 10^{-3}}{2} = \mathbf{1\ 152,3\ Nm} \quad (4.9)$$

Nyní ze známé rychlosti zdvihu v , a známého průměru řemenice mohu určit potřebnou úhlovou rychlost řemenice podle vztahu (4.10) potřebnou k tomu, aby pohon splňoval podmínku potřebné rychlosti zdvihu. Následně je pak možné z úhlové rychlosti řemenice určit potřebné otáčky hřídele podle vztahu (4.11).


$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{2 \cdot v}{D_p} = \frac{2 \cdot 0,68}{196,08 \cdot 10^{-3}} = \mathbf{6,94\ rad/s} \quad (4.10)$$

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,94}{\pi} = \mathbf{66,3\ ot/min} \quad (4.11)$$

Motory řady DRL, které jsou dle specifikace zákazníka vyžadovány, se vyrábějí ve čtyřech otáčkových řadách. Pro návrh tohoto pohonu volím motor s otáčkami $n_m = 2100\ 1/min$. Nyní mohu spočítat potřebný převodový poměr dle vztahu (4.12) a tím určit potřebnou převodovku.

$$i_c = \frac{n_m}{n} = \frac{2100}{66,3} = \mathbf{31,67} \quad (4.12)$$

Podle vypočítaného převodového poměru volím převodovku s nejbližším převodovým poměrem dle katalogu motorů [9]. Volím tedy převodovku K87 s převodovým poměrem $i = 31,39$. Je to třístupňová převodovka s kuželovými koly v patkovém provedení. Její základní parametry jsou uvedeny na obr. 4.10.


DRL..	i	n_{epk} 1/min	η %	K Nm/'	KF Nm/'	CTG		ϕ /R '
						KA Nm/'	KAF Nm/'	
	7.21	4378	96	169	156	411	411	7
	8.29	4500	96	169	156	411	411	7
	10.00	4500	96	169	156	411	411	7
	11.17	4500	96	169	156	411	411	7
	12.56	4378	96	198	181	640	640	6
	14.45	4500	96	198	181	640	640	6
	16.00	4500	96	169	156	411	411	6
	17.42	4500	96	198	181	640	640	6
	19.45	4500	96	198	181	640	640	6
	22.41	4500	96	198	181	640	640	6
	24.92	4500	96	198	181	640	640	6
	27.88	4500	96	198	181	640	640	6
	31.39	4500	96	198	181	640	640	6
	36.52	4500	95	207	188	744	744	6
	44.02	4500	95	207	188	744	744	6
	49.16	4500	95	207	188	744	744	5
	56.64	4500	95	207	188	744	744	5
	63.00	4500	95	207	188	744	744	5
	70.46	4500	95	207	188	744	744	5
	79.34	4500	95	207	188	744	744	5
	86.34	4500	95	207	188	744	744	5
	102.71	4500	95	207	188	744	744	5
	115.82	4500	95	207	188	744	744	5
	126.91	4500	95	207	188	744	744	5
	147.32	4500	94	207	188	744	744	5
	164.34	4500	94	207	188	744	744	5
	174.19	4500	94	207	188	744	744	5
	197.37	4500	94	207	188	744	744	5

Obr. 4.10 Tabulka se základními údaji převodovky [7]

Jelikož již znám typ převodovky a celkový převodový poměr, mohu nyní vypočítat moment, který je na vstupu do převodovky podle vztahu (4.13)

$$M_M = \frac{M_{kř}}{i} \cdot \eta = \frac{1152,3}{31,39} \cdot 0,96 = \mathbf{35,25 \text{ Nm}} \quad (4.13)$$

Pro pohon tedy použiji převodový motor, který je schopen vyvinout dynamický moment, který je minimálně roven krouticímu momentu na řemenici, který je vypočítán podle vztahu (4.9). Dalším kritériem pro volbu motoru je, aby motor měl minimálně stejný krouticí moment jako je vypočítaný moment podle vztahu (4.13). Podle těchto kritérií volím převodový motor dle katalogu motorů (obr. 4.11) K 87 DRL 132S4BE11/TF/AS7W/V. Tento motor dokáže vyvinout dynamický moment $M_{av} = 2\,410$ Nm. Konstrukčně je motor stejný jako u stávajícího řešení.

M _{aDyn}	Nm i	71M		80S		80M		DRL 90L		100L		132S		132MC	
		D1	D2	D1	D2	D1	D2	D1	D2	D1	D2	D1	D2	D1	D2
K87  3	7.21										585	550	1030	890	1380
	8.29						260	199	365	275	675	635	1190	1030	1590
	10.00						315	240	440	335	810	765	1440	1240	1920
	11.17		150	107	265	139	350	265	490	375	910	850	1600	1390	2140
	12.56										1020	960	1800	1560	2410
	14.45						455	345	635	485	1170	1100	2080	1800	2770
	16.00	108	215	154	380	200	505	380	705	535	1300	1220	>2270	1990	
	17.42						550	415	765	585	1420	1330	2500	2170	>3240
	19.45		260	187	465	240	615	465	850	650	1580	1490	2800	2420	>3240
	22.41		300	215	535	275	705	535	980	750	1820	1720	3220	2790	>3240
	24.92		330	235	595	310	785	595	1100	830	2030	1910	>3240	3110	>3240
	27.88	187	370	265	665	345	880	665	1230	930	2270	2140	>3240	>3240	
	31.39	210	420	300	750	390	990	750	1380	1050	2560	2410	>3240	>3240	
	36.52						1140	860	1590	1210	2940	2770	>3240	>3240	>3240
	44.02						1380	1040	1920	1460	>3240	>3240	>3240	>3240	>3240
	49.16		650	465	1160	605	1540	1160	2140	1630	>3240	>3240	>3240	>3240	>3240
	56.64		750	535	1340	695	1770	1340	2470	1880	>3240	>3240	>3240	>3240	>3240
	63.00		830	595	1490	775	1970	1490	2750	2090	>3240	>3240	>3240	>3240	>3240
	70.46	465	930	665	1670	870	2200	1670	3070	2340	>3240	>3240	>3240	>3240	
	79.34	525	1050	750	1880	970	2480	1880	>3240	2630	>3240	>3240	>3240	>3240	
	86.34	570	1140	820	2050	1060	2700	2050	>3240	2870	>3240	>3240			
	102.71	680	1360	970	2430	1260	3210	2430	>3240	>3240	>3240	>3240			
	115.82	770	1540	1100	2750	1430	>3240	2750	>3240	>3240					
	126.91	840	1680	1200	3010	1560	>3240	3010	>3240	>3240					
	147.32	960	1930	1380	>3240	1800	>3240	>3240		>3240					
	164.34	1080	2160	1540	>3240	2000									
	174.19	1140	2290	1630	>3240	2120									
	197.37	1290		1850		2410									

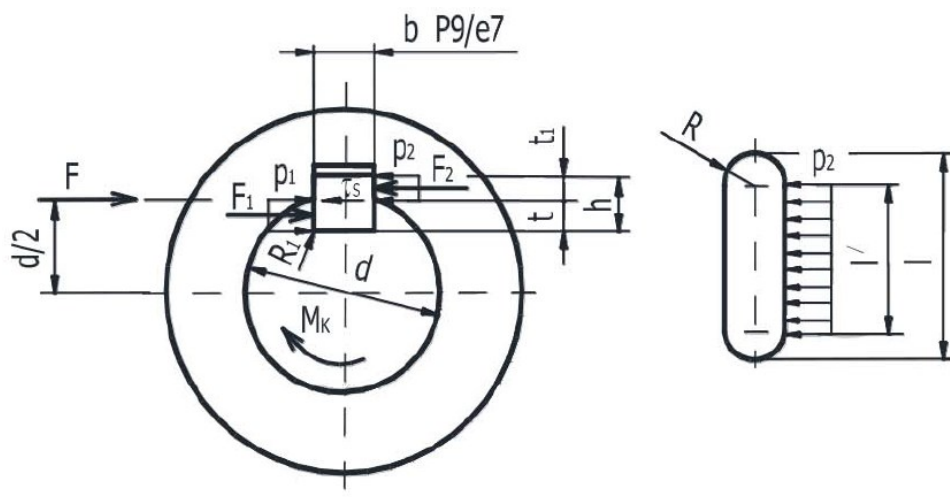
Obr. 4.11 Tabulka s dynamickými momenty jednotlivých motorů [9]

Jednotlivé údaje v označení znamenají:

- K typ převodovky
- 87 velikost převodovky
- DR konstrukční řada motoru
- L typové označení
- 132 velikost motoru
- S specifikace rozměru motoru
- 4 počet pólů motoru
- BE11 označení brzdy motoru
- TF typ tepelné ochrany motoru
- AS7W inkrementální čidlo
- V externí ventilátor

Abych dosáhl optimálního výkonu, je motor vybaven frekvenčním měničem. Veškeré údaje o motoru jsou přiloženy v příloze [D]. Dalším krokem je kontrola pera na hřídeli, zda přeneseme požadovaný krouticí moment. Výpočet vychází z obr. 4.12. Je zde použito PERO 18e7 x 11 x 110 ČSN 02 2562. Jeho základní rozměry potřebné pro výpočet jsou:

- šířka pera $b=18 \text{ mm}$
- výška pera $h=11 \text{ mm}$
- délka pera $l = 110 \text{ mm}$
- hloubka drážky v hřídeli $t = 6,8 \text{ mm}$
- hloubka drážky v náboji $t_1 = 4,2 \text{ mm}$



Obr. 4.12 Zatížení pera [1]

Z obr. 4.12 je vidět, že větší je tlak p_2 , jelikož $t > t_1$. Sílu, která působí na pero, vypočítám podle vztahu (4.14). Plocha pera, která je otláčována, se vypočítá podle vztahu (4.15). Poté mohu provést kontrolu pera podle vztahu (4.16). Dovolená hodnota otláčení p_D je pro ocelový náboj v rozsahu 100 – 150 MPa tyto hodnoty vychází z [1]. Pro tento případ volím $p_D = 125 \text{ MPa}$ Nyní mohu provést kontrolu pera na otláčení.

$$F_{pp} = \frac{M_{kř}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1152300}{\frac{60}{2} + \frac{4,2}{2}} = \mathbf{35\,897\,N} \quad (4.14)$$

$$S_{pp} = (l - b) \cdot t_1 = (110 - 18) \cdot 4,2 = \mathbf{386,4\,mm^2} \quad (4.15)$$

$$p_{pp} = \frac{F_{pp}}{S_{pp}} = \frac{35897}{386,4} = \mathbf{92,9\,MPa \leq 125\,MPa} \quad (4.16)$$

Navržené pero vyhovuje kontrole na otláčení.

4.3 Návrh spojky

Pro přenos točivého momentu z převodovky na hřídel použiji spojku od firmy FLENDER řady ARPEX ARS-6. Její návrh vychází z katalogu výrobce [12]. Pro návrh spojky budu brát maximální moment. To je moment na řemenici $M_{kř}$, který je určen pomocí vztahu (4.9). Pro výpočet však tento moment musím navýšit o bezpečnosti. Prvním z nich je tzv. servisní faktor F_B . Ten vychází opět z katalogu výrobce podle následujícího obrázku 4.13. Pro výpočet budu uvažovat nejhorší možný chod stroje, a proto volím $F_B = 2,5$. Druhým faktorem je tzv. teplotní faktor F_T . Ten je pro spojky ARPEX dle katalogu výrobce [12]. roven $F_T=1$. Nyní mohu vypočítat točivý moment, který může být přenášen podle vztahu (4.17).

Application factor F_B Torque characteristic of the driving machine	Torque characteristic of the driven machine			
	uniform	uniform with moderate shock loads	non uniform	very rough
uniform	1.0	1.25	1.5	1.75
uniform with moderate shock loads	1.25	1.5	1.75	2.0
non uniform	1.5	1.75	2.0	2.5

Obr. 4.13 Tabulka s výpočtovým faktorem F_B [12]

$$T_{KN} > M_{kř} \cdot F_B \cdot F_t \quad (4.17)$$

$$T_{KN} > 1152,3 \cdot 2,5 \cdot 1$$

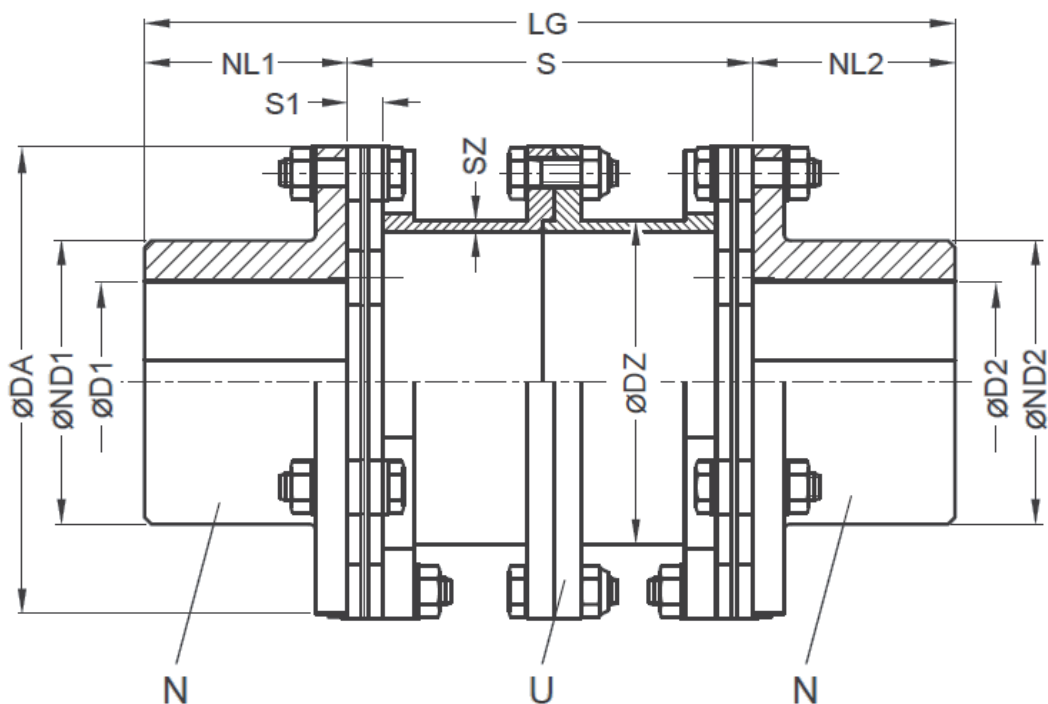
$$T_{KN} > 2\,881\,Nm$$

Po výpočtu točivého momentu mohu určit potřebou velikost spojky a její přesný typ. Pro tuto aplikaci jsem se rozhodl použít spojku FLENDER ARPEX ARS-6 NUN. Je to opět spojka s děleným středním prostorem. Typ NUN je delší, což v tomto případě je pro tuto aplikaci lepší z toho důvodu, že je větší rozteč sloupků vertikální jednotky a mohu použít kratší hřídel. Volba spojky vychází s katalogu [12]. Vyberu spojku, která má větší hodnotu T_{KN} než 2 881 Nm viz obr. 4.14.

Size	Rated torque	Maximum speed	Type	Dimensions in mm											Mass moment of inertia	Product code	Weight	
DA	T _{KN}	n _{Kmax}		D1, D2	ND1	ND2	DZ	SZ	NL1/ S1	NL2	S	A	P	LG	J	Order codes for bore diameters and tolerances are specified in catalog section 3	m	
mm	Nm	rpm		max.	max.										kgm ²		kg	
78-6	170	13400	NUN	28	28	39	39	45	2.5	30	8	84	–	–	144	0.001	2LC0470-0NW99-0AA0	1.5
			BUN									61	8	29	121		2LC0470-0BD99-0AA0	
			BUB									38			98		2LC0470-0AT99-0AA0	
105-6	270	10000	NUN	45	45	63	63	72	2.5	45	8	90	–	–	180	0.004	2LC0470-1NW99-0AA0	2.9
			BUN									52	8	29	142		2LC0470-1BD99-0AA0	
			BUB									14			104		2LC0470-1AT99-0AA0	
125-6	490	8400	NUN	55	55	76	76	84	2.5	55	11	116	–	–	226	0.011	2LC0470-2NW99-0AA0	5.3
			BUN									70	10	37	180		2LC0470-2BD99-0AA0	
			BUB									24			134		2LC0470-2AT99-0AA0	
140-6	700	7500	NUN	65	65	91	91	99	2.5	65	11	116	–	–	246	0.019	2LC0470-3NW99-0AA0	7.2
			BUN									60	10	37	190		2LC0470-3BD99-0AA0	
			BUB									4			134		2LC0470-3AT99-0AA0	
165-6	1250	6350	NUN	75	75	105	105	114	2.5	75	14	136	–	–	286	0.038	2LC0470-4NW99-0AA0	10.9
			BUN									70	12	45	220		2LC0470-4BD99-0AA0	
			BUB									4			154		2LC0470-4AT99-0AA0	
175-6	2000	6000	NUN	80	80	110	110	120	3.0	80	15	142	–	–	302	0.057	2LC0470-5NW99-0AA0	14.1
			BUN									74	15	52	234		2LC0470-5BD99-0AA0	
			BUB									6			166		2LC0470-5AT99-0AA0	
195-6	3000	5350	NUN	90	90	120	120	131	3.0	80	15	142	–	–	302	0.085	2LC0470-6NW99-0AA0	16.8
			BUN									74	14	52	234		2LC0470-6BD99-0AA0	
			BUB									6			166		2LC0470-6AT99-0AA0	

Obr. 4.14 Tabulka se jmenovitými hodnotami spojek [12]

Dle katalogu volím tedy velikost spojky 195-6. Celý název spojky tedy je FLENDER ARPEX ARS-6 NUN 195-6. Délky NL1 a NL2 a průměry D1 a D2 jsou volitelné. Pro NL1 a D1 volím délku a průměr stejnou, jako je délka a průměr hřídele vycházející z převodovky – NL1 = 120 mm, průměr D1=60mm. Stejným způsobem volím délku NL2 a průměr D2 – NL2 = 100 mm, D2 = 65 mm. Schéma spojky je znázorněno na obr. 4.15.



Obr. 4.15 Schéma spojky FLENDER ARPEX ARS-6 NUN [12]

4.4 Návrh hřídele

Nejprve vypočítám minimální průměr hřídele z kontroly v krutu. Pro hřídel volím materiál 12 050.1, jeho mechanické vlastnosti dle [3] jsou:

- mez kluzu materiálu $R_{emin} = 305 \text{ MPa}$
- mez pevnosti materiálu $R_m = 530 \text{ MPa}$

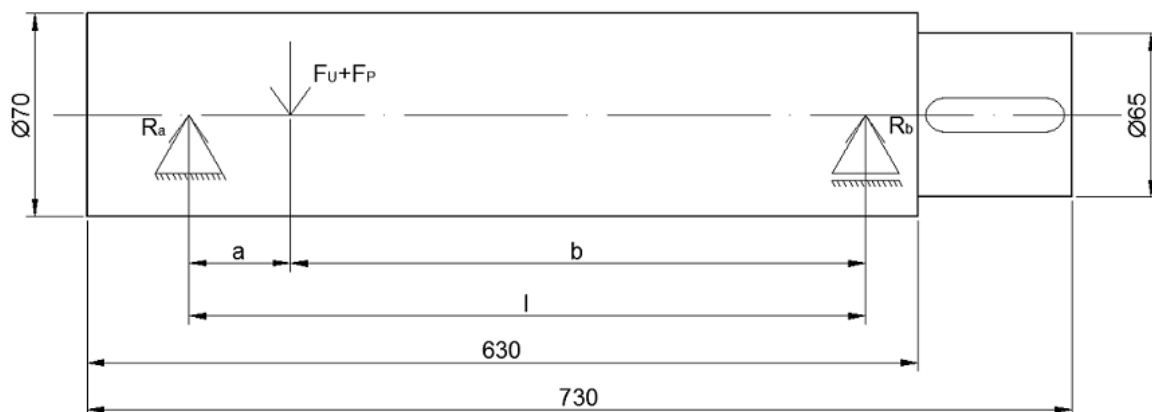
Pro tento případ volím bezpečnost hřídele $k_s = 2$. Nyní podle vztahu (4.18) mohu určit dovolené namáhání v krutu. Následně pak ze vztahu (4.19) mohu vyjádřit minimální průměr d_{min} (4.20) a vypočítat jej.

$$\tau_D = \frac{R_e}{k_s} = \frac{305}{2} = \mathbf{152,5 \text{ MPa}} \quad (4.18)$$

$$\tau_k = \frac{M_{kř}}{W_k} = \frac{M_{kř}}{\frac{\pi \cdot d_{min}^3}{16}} \quad (4.19)$$

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kř}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1\,152\,300}{\pi \cdot 152,5}} = \mathbf{33,8 \text{ mm}} \quad (4.20)$$

Z konstrukčních důvodů volím minimální průměr hřídele $d_{min} = 65 \text{ mm}$. Teď již mohu navrhnout rozměry hřídele, viz obr. 4.16.



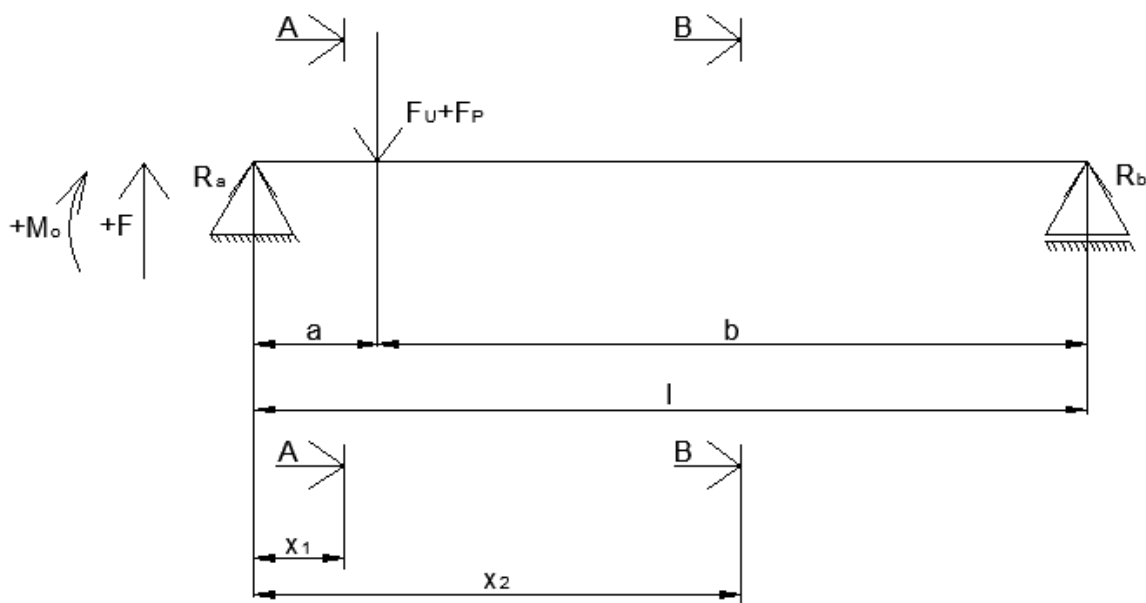
Obr. 4.16 Návrh rozměrů hřídele

Průměr $d_1 = 65 \text{ mm}$ a délka $l_1 = 100 \text{ mm}$ je přípojovací rozměr, na který se nasadí spojka. Přenos krouticího momentu bude realizován pomocí těsného pera. Řemenice i ložiska budou na společném průměru $d_2 = 70 \text{ mm}$ a délka této části bude $l_2 = 630 \text{ mm}$. Pro přenos krouticího momentu na řemenici bude použit svěrný hřídelový spoj. Výhodou tohoto uložení je rychlé a snadné upevnění řemenice na správné místo na hřídeli.

Hřídel je zatížen krouticím momentem a ohybovým momentem od ozubené řemenice. Zatížení hřídele od řemenice je vidět na obr. 4.2. Hřídel je tedy zatížen od předpětí v řemeni F_P a od síly v řemeni F_U . Výpočtový model hřídele je znázorněn na obr. 4.17. Jako první sestavím momentové věty, a vyřeším reakce R_a a R_b .

Rozměry nosníku:

- $a = 156 \text{ mm}$
- $b = 354 \text{ mm}$
- $l = 510 \text{ mm}$



Obr. 4.17 Zatížená hřídel

$$\sum M_a = 0 \quad (4.21)$$

$$R_b \cdot l - (F_U + F_P) \cdot a = 0$$

$$R_b = \frac{(F_U + F_P) \cdot a}{l} = \frac{(5600 + 11200) \cdot 156}{510} = 5\,139 \text{ N}$$

$$\sum M_b = 0 \quad (4.22)$$

$$-R_a \cdot l + (F_U + F_P) \cdot b = 0$$

$$R_a = \frac{(F_U + F_P) \cdot b}{l} = \frac{(5600 + 11200) \cdot 354}{510} = 11\,661 \text{ N}$$

Dalším krokem je vyřešení vnitřních statických účinků a tím určení místa s maximálním ohybovým momentem, které pak budu kontrolovat.

a) Průběh ohybových momentů, točivých momentů a posouvajících sil v řezu A-A

- Rovnice průběhu ohybových momentů

$$M_{oAA} = R_a \cdot x_1 \quad (4.23)$$

$$x_1 = 0 \rightarrow M_{oAA} = 11\,661 \cdot 0 = \mathbf{0\,Nmm}$$

$$x_1 = a \rightarrow M_{oAA} = 11\,661 \cdot 156 = \mathbf{1\,819\,116\,Nmm}$$

- Rovnice průběhu točivého momentu

$$M_{kAA} = \mathbf{0\,Nmm} \quad (4.24)$$

- Rovnice průběhu posouvajících sil

$$T_{AA} = R_a = \mathbf{11\,661\,N} \quad (4.25)$$

b) Průběh ohybových momentů, točivých momentů a posouvajících sil v řezu B-B

- Rovnice průběhu ohybových momentů

$$M_{oBB} = R_a \cdot x_2 - (F_U + F_P) \cdot (x_2 - a) \quad (4.26)$$

$$x_2 = a + b = l$$

$$M_{oBB} = 11\,661 \cdot 510 - (5600 + 11200) \cdot (156 + 354 - 156) = \mathbf{0\,Nmm}$$

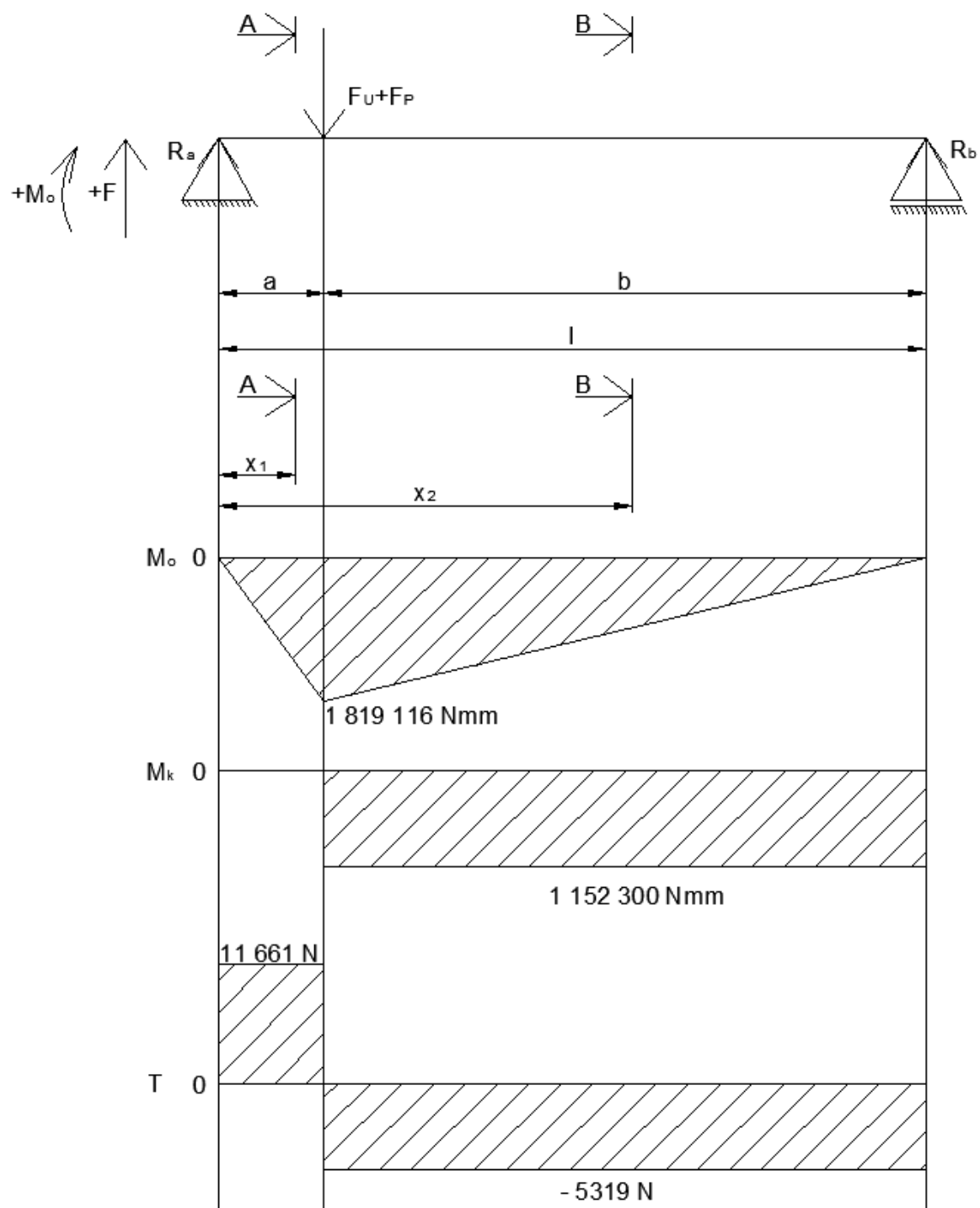
- Rovnice průběhu točivého momentu

$$M_{kBB} = \mathbf{1\,152\,300\,Nmm} \quad (4.27)$$

- Rovnice průběhu posouvajících sil

$$T_{BB} = R_a - (F_U + F_P) = 11\,661 - (5\,600 + 11\,200) = \mathbf{-5139\,N} \quad (4.28)$$

Na následujícím obrázku 4.18 jsou zakresleny průběhy ohybového momentu, točivého momentu a průběh posouvajících sil. Z tohoto obrázku je vidět, že nejvíce je namáháno místo pod silami F_U a F_P . V tomto místě budu tedy navrženou hřídel kontrolovat.



Obr. 4.18 Průběhy ohybového momentu, krouticího momentu a posouvajících sil

Nyní mohu provést statickou kontrolu hřídele. Statickou kontrolu provedu v místě, kde je hřídel nejvíce zatížena. Z průběhů ohybového momentu a točivého momentu je vidět, že nejvíce je namáhané místo pod řemenicí. Toto místo bude kontrolováno. Statická bezpečnost pro hřídel by podle požadavků zákazníka neměla být menší než 3. Jelikož znám maximální hodnotu ohybového momentu a točivého momentu, mohu rovnou vypočítat napětí v ohybu a v krutu v kritickém průřezu. Tyto kontroly provedu pomocí vztahů (4.29) a (4.30). Následně pomocí Guestovy hypotézy vypočítám redukované napětí podle vztahu (4.31), a pak vypočítám statickou bezpečnost hřídele podle vztahu (4.32).

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{32 \cdot M_o}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{32 \cdot 1819116}{\pi \cdot 70^3} = \mathbf{54 \text{ MPa}} \quad (4.29)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_{kř}}{\pi \cdot d_2^3} = \frac{16 \cdot 1152300}{\pi \cdot 70^3} = \mathbf{17,1 \text{ MPa}} \quad (4.30)$$

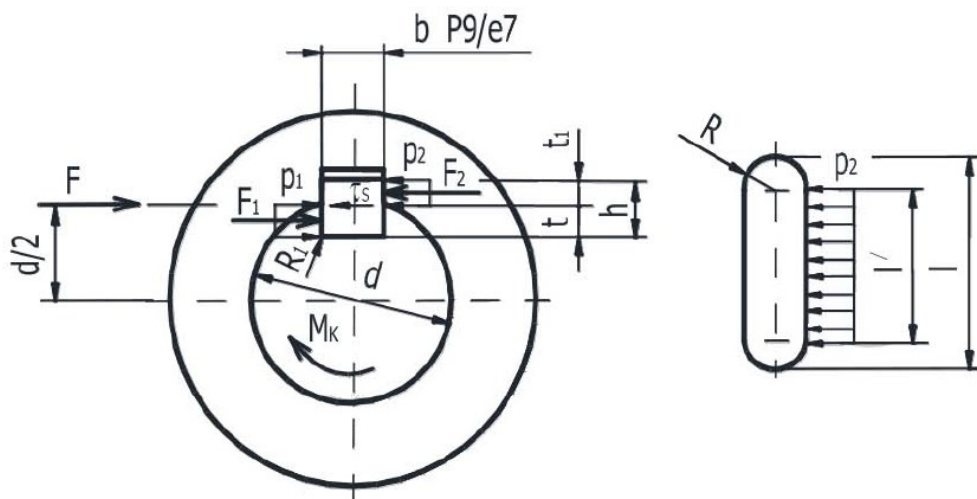
$$\sigma_{redGUEST} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_k^2} = \sqrt{54^2 + 4 \cdot 17,1^2} = \mathbf{63,9 \text{ MPa}} \quad (4.31)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{redGUEST}} = \frac{305}{63,9} = \mathbf{4,8 > 3} \quad (4.32)$$

Navržená hřídel vyhovuje statické kontrole.

Dalším krokem je kontrola pera na hřídeli, zda přenese požadovaný krouticí moment. Výpočet vychází z obrázku 4.19. Je zde použito PERO 18e7 x 11 x 90 ČSN 02 2562. Jeho základní rozměry potřebné pro výpočet jsou:

- Šířka pera b=18 mm
- Výška pera h=11 mm
- Délka pera l = 90 mm
- Hloubka drážky v hřídeli t = 6,8 mm
- Hloubka drážky v náboji t₁ = 4,2 mm



Obr. 4.19 Zatížení pera [1]

Z obr. 4.19 je vidět, že větší je tlak p_2 , jelikož $t > t_1$. Sílu, která působí na pero, vypočítám podle vztahu (4.33). Plocha pera, která je otláčována, se vypočítá podle vztahu (4.34). Poté mohu provést kontrolu pera podle vztahu (4.35). Dovolená hodnota otláčení p_D je pro ocelový náboj v rozsahu 100 – 150 MPa tyto hodnoty vychází z [1]. Pro tento případ volím $p_D = 125$ MPa Nyní můžu provést kontrolu pera na otláčení.

$$F_{ph} = \frac{M_{kř}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1152,3}{\frac{65}{2} + \frac{4,2}{2}} = \mathbf{33\,303\,N} \quad (4.33)$$

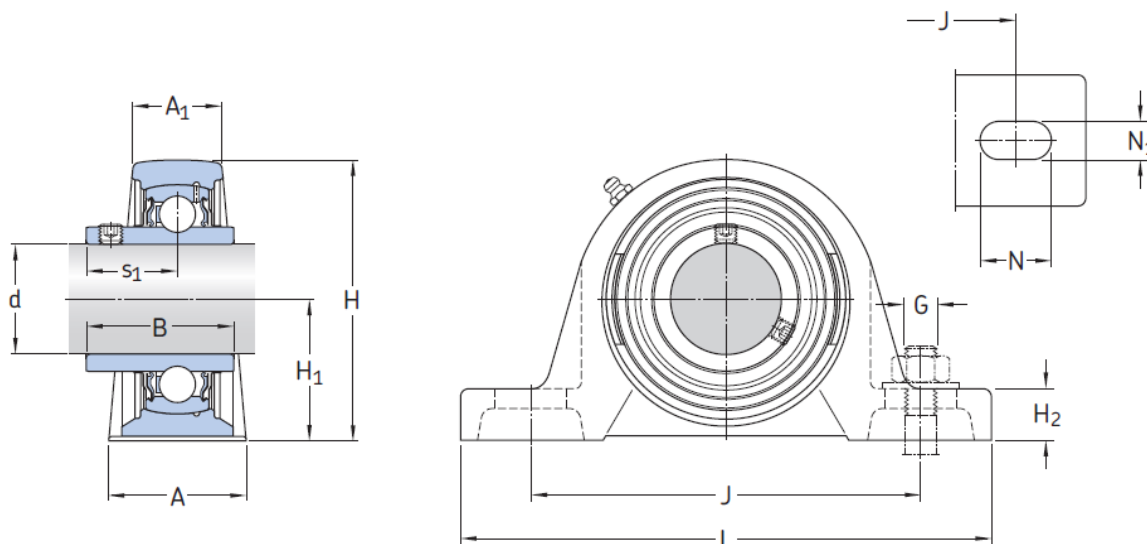
$$S_{ph} = (l - b) \cdot t_1 = (90 - 18) \cdot 4,2 = \mathbf{302,4\,mm^2} \quad (4.34)$$

$$p_{hp} = \frac{F_{ph}}{S_{ph}} = \frac{33\,303}{302,4} = \mathbf{110\,MPa \leq 125\,MPa} \quad (4.35)$$

Navržené pero vyhovuje kontrole na otláčení.

4.5 Návrh ložisek

Pro uložení hřídele volím ložiska od firmy SKF. Dle specifikace je požadovaná statická bezpečnost $s_0 = 3$ a minimální počet provozních hodin 10 000. Pro hřídel volím stojaté litinové jednotky Y, zajištěné stavěcím šroubem. Přesné označení použitého ložiska je YAR 214-2F a litinového tělesa SYJ 514. Na následujícím obrázku 4.20 jsou znázorněny základní rozměry ložiska i ložiskové jednotky. Jednotlivé rozměry jsou pak uvedeny v katalogu výrobce [10].



Obr. 4.20 Ložisko YAR 214-2F a ložiskové těleso SYJ 514 [10]

Dále pak z katalogu výrobce [10] mohu vyčíst důležité údaje o ložisku pro jeho výpočet:

- základní statická únosnost $C_0 = 45 \text{ kN}$
- základní dynamická únosnost $C = 62,4 \text{ kN}$

Ložiska jsou zatížena pouze radiální silou, z čehož plyne, že ekvivalentní statické i dynamické zatížení ložiska je přímo rovno reakcím R_a a R_b . Pro výpočet uvažuji horší variantu reakce, tedy R_a . Nyní mohu pomocí vztahu (4.36) provést statický výpočet ložiska a následně pak pomocí vztahu (4.37) provést dynamický výpočet ložiska modifikovanou rovnicí. Součinitel a_{SKF} pro tuto aplikaci, kdy je ložisko mazáno plastickým mazivem dosazuji jako $a_{SKF}=1$. Otáčky hřídele byly vypočítány podle vztahu (4.11).

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{R_a} = \frac{45\,000}{11\,661} = \mathbf{3,9 > 3} \quad (4.36)$$

Ložisko vyhovuje statické kontrole.

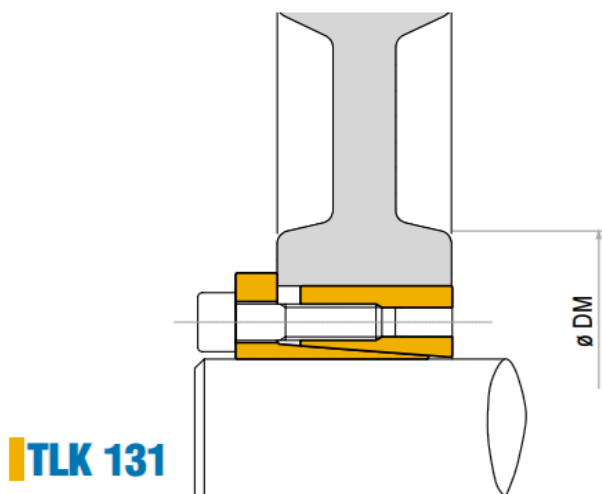
$$L_{mn} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{R_a}\right)^p \quad (4.37)$$

$$L_{mn} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 67} \cdot \left(\frac{62400}{11\,661}\right)^3 = \mathbf{38\,117 \text{ hod} > 10\,000 \text{ hod}}$$

Ložisko vyhovuje dynamické kontrole.

4.6 Návrh upínacího pouzdra řemenice

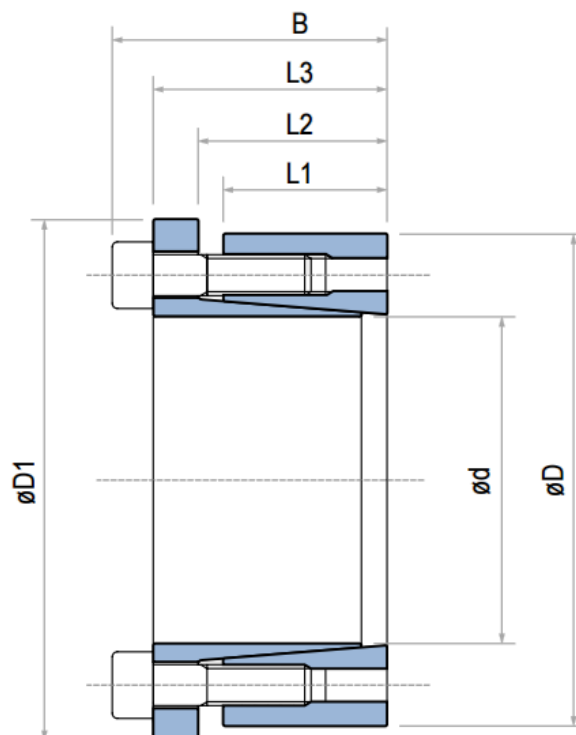
Pro upnutí řemenice na hřídel použijí upínací pouzdro od firmy TOLLOK s produktovým označením TLK 131. Výhodou tohoto způsobu upevnění řemenice na hřídel je snadná montáž a demontáž a také to, že spoj můžeme realizovat v jakékoliv části hladké hřídele, kterou není třeba zeslabovat (např. drážkou pro pero). Podle katalogu výrobce [13] volím rozměr upínací sady 70x110. Další důležité rozměry, typ, počet šroubů a přenášený maximální moment je uveden na následujícím obrázku 4.22. Výpočet upínacího pouzdra spočívá v tom, že průměr náboje D_M (obrázek 4.21) musí být větší než vypočítaný minimální průměr podle vztahu (4.39).



Obr. 4.21 Minimální průměr D_M [13]

TLK 130													TLK 131					
						Only TLK 131	Tightening screws		Torque	Axial Thrust	Surface pressures on		Weight	Torque	Axial Thrust	Surface pressures on		Weight
							DIN 912 12.9	Tightening torque			Shaft	Hub				Shaft	Hub	
dxD mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	B mm	D1 mm		N°x type	Ms Nm	Mt Nm	F ass. KN	pw N/mm ²	pn N/mm ²	Kg	Mt Nm	F ass. KN	pw N/mm ²	pn N/mm ²	Kg
20 x 47	26	30	41	47	53		6 x M6	17	540	54	280	120	0,4	330	34	175	75	0,5
22 x 47	26	30	41	47	53		6 x M6	17	600	54	255	120	0,4	370	34	160	75	0,5
24 x 50	26	30	41	47	56		6 x M6	17	650	54	235	115	0,4	400	34	145	70	0,5
25 x 50	26	30	41	47	56		6 x M6	17	680	54	225	115	0,4	420	34	140	70	0,5
28 x 55	26	30	41	47	61		6 x M6	17	760	54	200	105	0,5	470	34	125	65	0,6
30 x 55	26	30	41	47	61		6 x M6	17	820	54	185	105	0,5	510	34	115	65	0,6
32 x 60	26	30	41	47	66		8 x M6	17	1160	73	235	125	0,6	720	45	145	80	0,7
35 x 60	26	30	41	47	66		8 x M6	17	1270	73	215	125	0,5	790	45	135	80	0,6
38 x 65	26	30	41	47	71		8 x M6	17	1380	73	200	115	0,6	860	45	125	70	0,8
40 x 65	26	30	41	47	71		8 x M6	17	1450	73	190	115	0,6	900	45	120	70	0,6
42 x 75	30	35	49	57	81		6 x M8	41	2130	101	215	120	1	1320	63	135	75	1,2
45 x 75	30	35	49	57	81		6 x M8	41	2280	101	200	120	1	1410	63	125	75	1,1
48 x 80	30	35	49	57	86		6 x M8	41	2430	101	190	115	1,1	1510	63	120	70	1,3
50 x 80	30	35	49	57	86		6 x M8	41	2530	101	180	115	1	1570	63	110	70	1,1
55 x 85	30	35	49	57	91		8 x M8	41	3700	135	220	140	1,1	2310	84	135	90	1,2
60 x 90	30	35	49	57	96		8 x M8	41	4000	135	200	135	1,2	2520	84	124	85	1,3
65 x 95	30	35	49	57	102		8 x M8	41	4380	135	185	125	1,3	2730	84	115	80	1,4
70 x 110	40	45	59	69	117		8 x M10	83	7500	214	205	130	2,2	4650	133	125	80	2,5
75 x 115	40	45	59	69	122		8 x M10	83	8000	214	190	125	2,5	5000	133	120	80	2,6
80 x 120	40	45	59	69	127		8 x M10	83	8560	214	180	120	2,6	5330	133	110	75	2,8
85 x 125	40	45	59	69	132		10 x M10	83	11370	268	210	145	2,8	7080	167	130	90	2,8

Obr. 4.22 Tabulka s údaji o upínacím pouzdru [13]



Obr. 4.23 Schéma upínací sady TOLLOK TLK 131 [13]

Výpočet minimálního průměru náboje řemenice D_M vypočítám podle vztahu (4.39), kde D je vnější průměr upínacího pouzdra. Součinitele K určím podle vztahu (4.38), kde C je koeficient délky náboje a tvaru upínací sady. Volí se podle uložení. Pro náš případ je $C = 0,8$ dle katalogu výrobce [13]. Dalším parametrem je mez kluzu v tahu materiálu řemenice. Řemenice je vyrobená z materiálu 11 600. Pro tento materiál dle [3] je $\sigma_{02} = 295$ MPa. Poslední údaj potřebný pro výpočet součinitele K je tlak na náboj P_n . Ten je uveden v tabulce a jeho hodnota je $P_n = 80$ MPa. Nyní mohu vypočítat součinitel K a následně pak minimální průměr náboje.

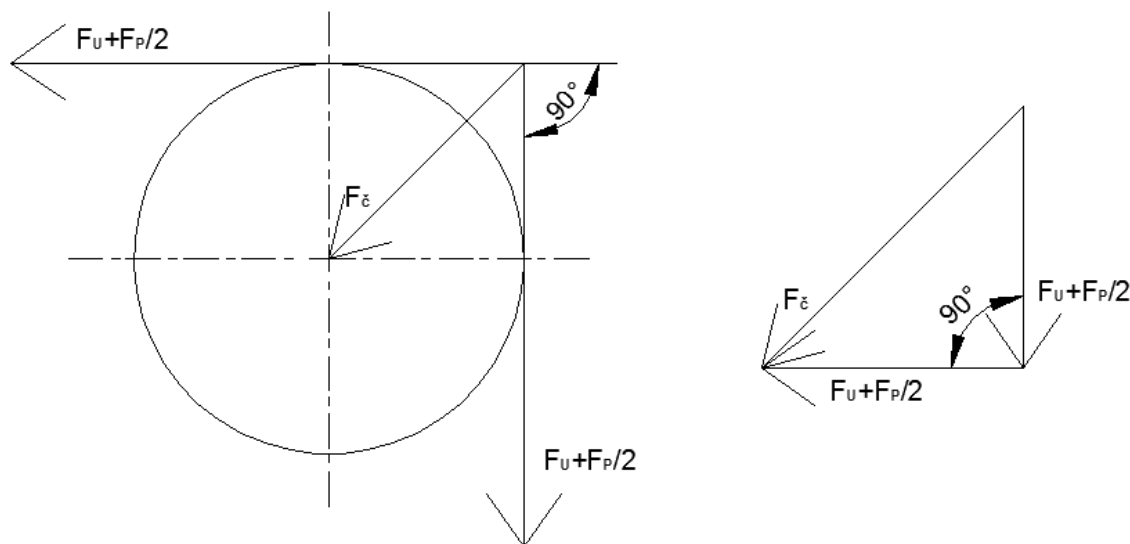
$$K = \sqrt{\frac{\sigma_{02} + (C \cdot P_n)}{\sigma_{02} - (C \cdot P_n)}} = \sqrt{\frac{295 + (0,8 \cdot 80)}{295 - (0,8 \cdot 80)}} = 1,25 \quad (4.38)$$

$$D_M \geq D \cdot K = 110 \cdot 1,25 = 137,5 \text{ mm} \quad (4.39)$$

Minimální průměr D_M řemenice je roven patnímu průměru $D_e = 193,28$ mm. Z toho plyne, že řemenice tuto podmínku splňuje, a toto upínací pouzdro vyhovuje pro přenos krouticího momentu.

4.7 Návrh čepu napínacího kola a ložisek

Čep, na kterém je uloženo napínací kolo, je namáhán ohybovým momentem. Ten je vyvoláván od síly v řemeni a jeho předpětí. Zatížení čepu je znázorněno na obr. 4.24. Výpočet síly, který namáhá čep, provedu podle vztahu (4.40).



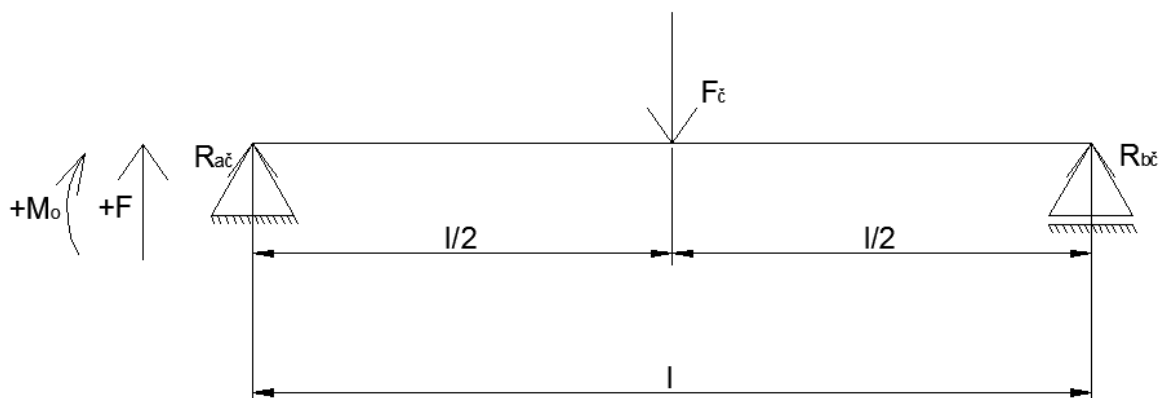
Obr. 4.24 Výpočet síly namáhající čep

$$\left(F_U + \frac{F_P}{2}\right)^2 + \left(F_U + \frac{F_P}{2}\right)^2 = F_{\check{c}}^2 \quad (4.40)$$

$$F_{\check{c}} = \sqrt{\left(F_U + \frac{F_P}{2}\right)^2 + \left(F_U + \frac{F_P}{2}\right)^2}$$

$$F_{\check{c}} = \sqrt{\left(5600 + \frac{11200}{2}\right)^2 + \left(5600 + \frac{11200}{2}\right)^2} = 15\,839\,N$$

Schéma pro výpočet reakcí ložisek a maximálního ohybového momentu je na obr. 4.25. Nyní sestavím momentové podmínky a vypočítám reakce $R_{a\check{c}}$ a $R_{b\check{c}}$ podle vztahů (4.41) a (4.42). Následně pak maximální ohybový moment, který namáhá čep podle vztahu (4.43). Navržená délka čepu mezi ložisky je $l=94\,mm$. Celková délka čepu je $L_{\check{c}} = 192\,mm$.



Obr. 4.25 Zatížení čepu

$$\sum M_{ač} = 0 \quad (4.41)$$

$$-R_{bč} \cdot l + F_{č} \cdot \frac{l}{2} = 0$$

$$R_{bč} = \frac{F_{č} \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{15839 \cdot \frac{94}{2}}{94} = \mathbf{7920 \text{ N}}$$

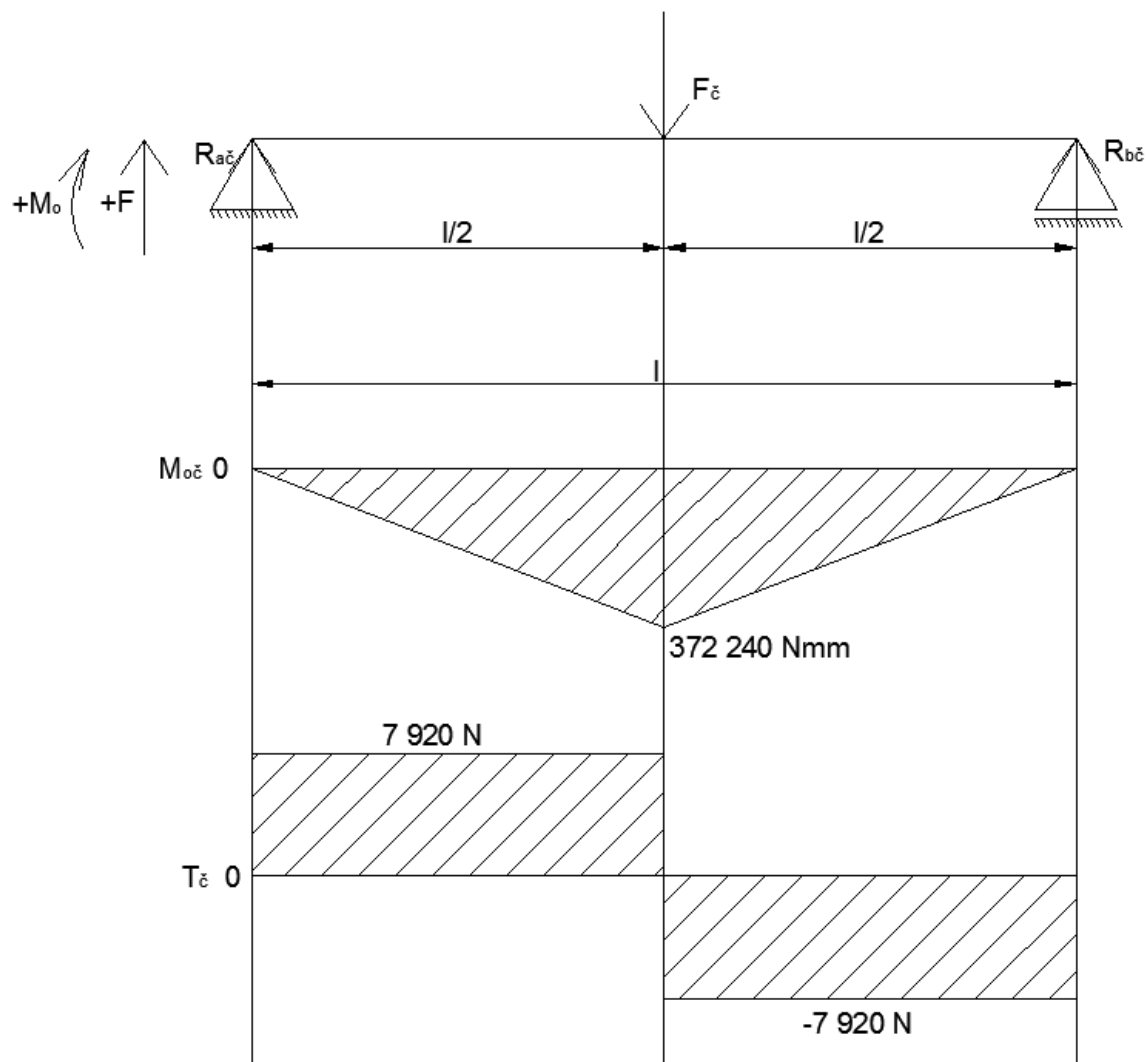
$$\sum M_{bč} = 0 \quad (4.42)$$

$$+R_{ač} \cdot l - F_{č} \cdot \frac{l}{2} = 0$$

$$R_{ač} = \frac{F_{č} \cdot \frac{l}{2}}{l} = \frac{15839 \cdot \frac{94}{2}}{94} = \mathbf{7920 \text{ N}}$$

$$M_{očmax} = R_{ač} \cdot \frac{l}{2} = R_{bč} \cdot \frac{l}{2} = 7920 \cdot \frac{94}{2} = \mathbf{372 \text{ 240 Nmm}} \quad (4.43)$$

Nyní již znám zatížení čepu. Průběh ohybového momentu a posouvajících sil je zakreslen na obr. 4.26.



Obr. 4.26 Průběhy ohybového momentu a posouvajících sil

V následujícím kroku navrhnu minimální průměr čepu z kontroly v ohybu. Materiál čepu volím 11 600.1. Jeho mechanické vlastnosti dle [3] jsou:

- mez kluzu materiálu $R_{emin} = 295 \text{ MPa}$
- mez pevnosti materiálu $R_m = 590 \text{ MPa}$

Pro tento případ volím statickou bezpečnost čepu $k_s = 3$. Nyní podle vztahu (4.44) mohu určit dovolené namáhání v ohybu. Následně pak ze vztahu (4.45) mohu vyjádřit minimální průměr $d_č$ (4.46) a vypočítat jej.

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k_s} = \frac{295}{3} = \mathbf{98 \text{ MPa}} \quad (4.44)$$

$$\sigma_o = \frac{M_{očmax}}{W_o} = \frac{M_{očmax}}{\frac{\pi}{32} d_{minč}^3} \quad (4.45)$$

$$d_{\zeta} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o\zeta max}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 372240}{\pi \cdot 98}} = \mathbf{33,8 \text{ mm}} \quad (4.46)$$

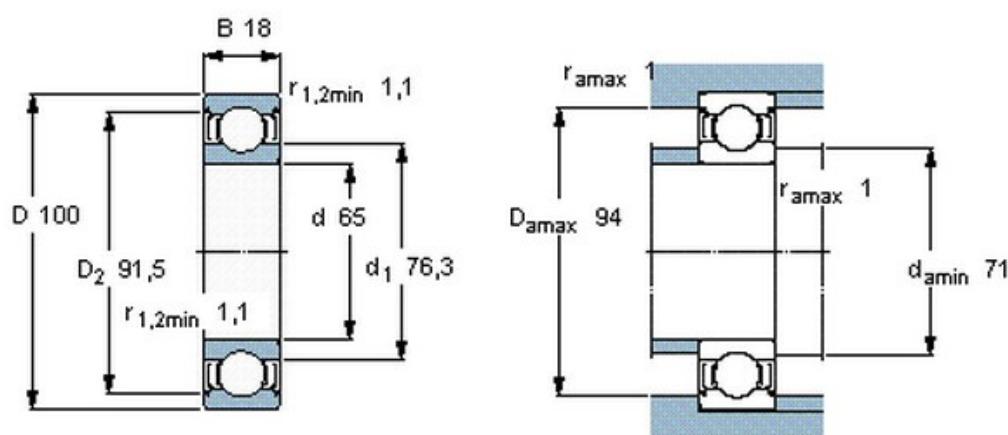
Z konstrukčních důvodů volím minimální průměr čepu $d_{\zeta} = 65 \text{ mm}$.

Následně zkontroluji napětí v ohybu tohoto čepu podle následujícího vztahu (4.47). Tato hodnota nesmí přesáhnout dovolenou hodnotu, která je vypočítána podle vztahu (4.44).

$$\sigma_o = \frac{M_{o\zeta max}}{W_o} = \frac{M_{o\zeta max}}{\frac{\pi}{32} d_{\zeta}^3} = \frac{372240}{\frac{\pi}{32} \cdot 65^3} = \mathbf{13,8 \text{ MPa} < 98 \text{ MPa}} \quad (4.47)$$

Nyní můžu navrhnout ložiska. Pro uložení čepu volím ložiska od firmy SKF. Dle specifikace je požadovaná statická bezpečnost $s_0 = 3$, a minimální počet provozních hodin 10 000. Pro čep volím jednořadé kuličkové ložisko, které je zakrytované. Přesné označení ložiska je 6013-2Z. Na následujícím obrázku 4.27 jsou znázorněny hlavní rozměry tohoto ložiska. Dále pak mohu z katalogu výrobce [11] vyčíst údaje potřebné pro výpočet ložiska.

- základní statická únosnost $C_0 = 25 \text{ kN}$
- základní dynamická únosnost $C = 31,9 \text{ kN}$



Obr. 4.27 Ložisko 6013-2Z [11]

Ložiska jsou zatížena pouze radiální silou. Proto je ekvivalentní statické i dynamické zatížení ložiska přímo rovno reakcím $R_{a\zeta}$ a $R_{b\zeta}$. Pro výpočet mohu uvažovat reakci $R_{a\zeta}$ i $R_{b\zeta}$, jelikož jejich hodnota je stejná. Nyní můžu podle vztahu (4.49) provést statický výpočet ložiska a následně pak dynamický výpočet ložiska modifikovanou rovnicí (4.50). Součinitel a_{SKF} pro tuto aplikaci, kdy je ložisko mazáno plastickým mazivem dosazuji jako $a_{SKF} = 1$. Otáčky čepu mohu určit pomocí vztahu (4.48).

$$n \cdot D_p = n_2 \cdot D_k \quad (4.48)$$

$$n_2 = n \cdot \frac{D_p}{D_k} = 67 \cdot \frac{196,08}{305} = \mathbf{43 \text{ ot/min}}$$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{C_0}{R_{ač}} = \frac{C_0}{R_{bč}} = \frac{25\,000}{7\,920} = \mathbf{3,2 > 3} \quad (4.49)$$

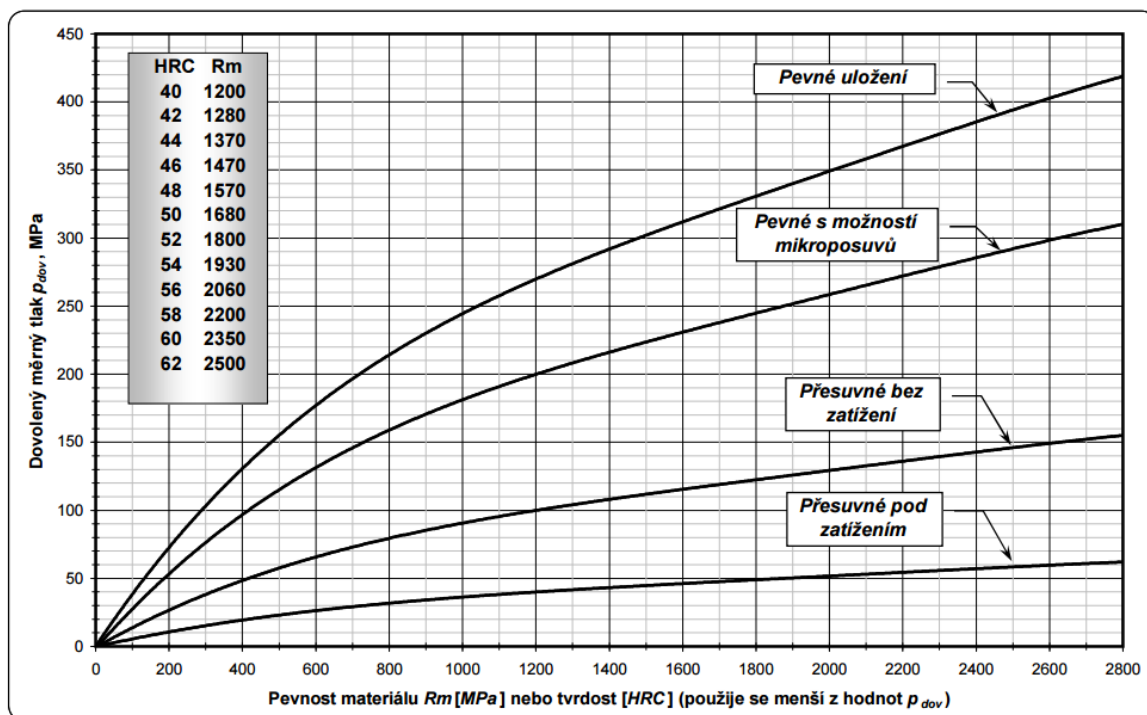
Ložisko vyhovuje statické kontrole.

$$L_{mn} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10H} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{R_{ač}}\right)^p \quad (4.50)$$

$$L_{mn} = 1 \cdot 1 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 43} \cdot \left(\frac{31900}{7920}\right)^3 = \mathbf{25\,327 \text{ hod} > 10\,000 \text{ hod}}$$

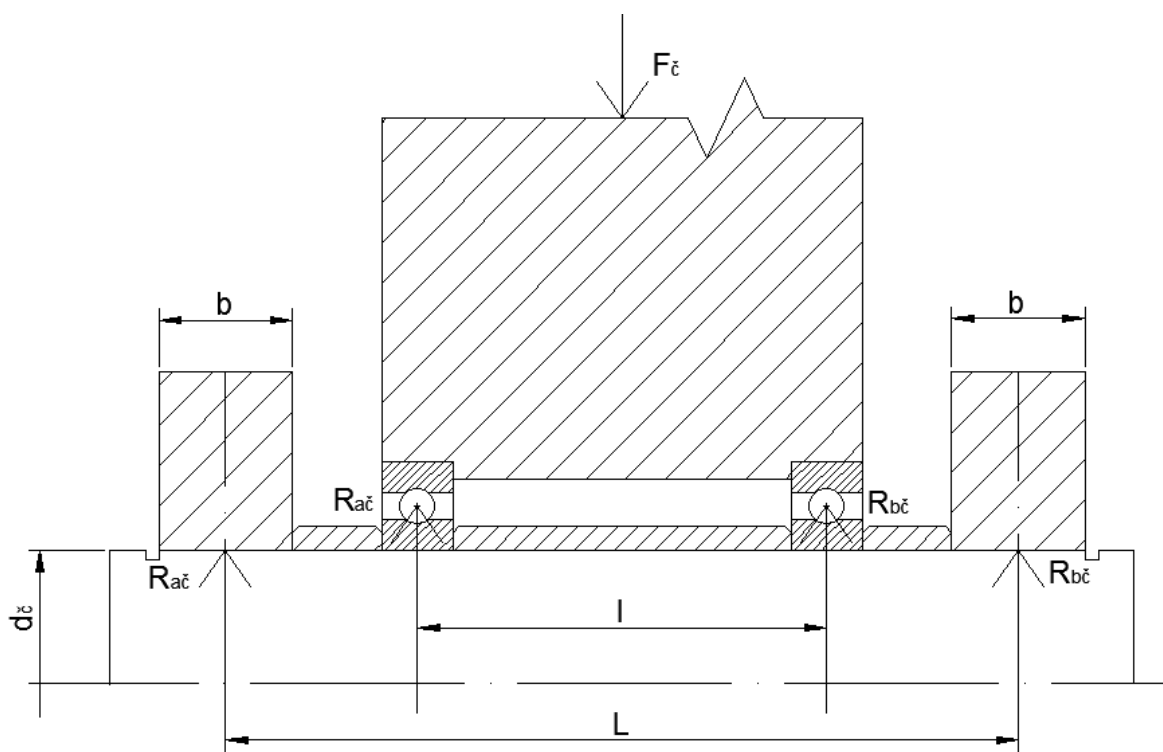
Ložisko vyhovuje dynamické kontrole.

Čep je uložen pevně v rámu stroje. V tomto místě se čep otláčuje. Šířka vidlice, ve které je uložen, je $b = 20 \text{ mm}$. Jelikož je čep uložen symetricky, mohu říci, že síla, která otláčuje čep ve vidlici, je stejná, jako síla, která působí na ložisko. Je tedy rovna reakci $R_{ač}$ respektive $R_{bč}$. Rám stroje je vyroben z konstrukční oceli 11 523. Dovolené hodnoty tlaku určím z grafu na obr. 4.28 [15]. Ze strojnických tabulek [3] mohu určit pevnost materiálu 11 523 – $R_{m \text{ min}} = 520 \text{ MPa}$. Silové působení a hlavní rozměry pro tuto kontrolu jsou znázorněny na obr. 4.29. Otláčení čepu vypočítám podle vztahu (4.51). Tato hodnota nesmí přesáhnout dovolenou hodnotu, kterou jsem určil z grafu.



Obr. 4.28 Dovolenný měrný tlak [15]

Volím dovolený měrný tlak $p_{\text{dov}} = 150 \text{ MPa}$



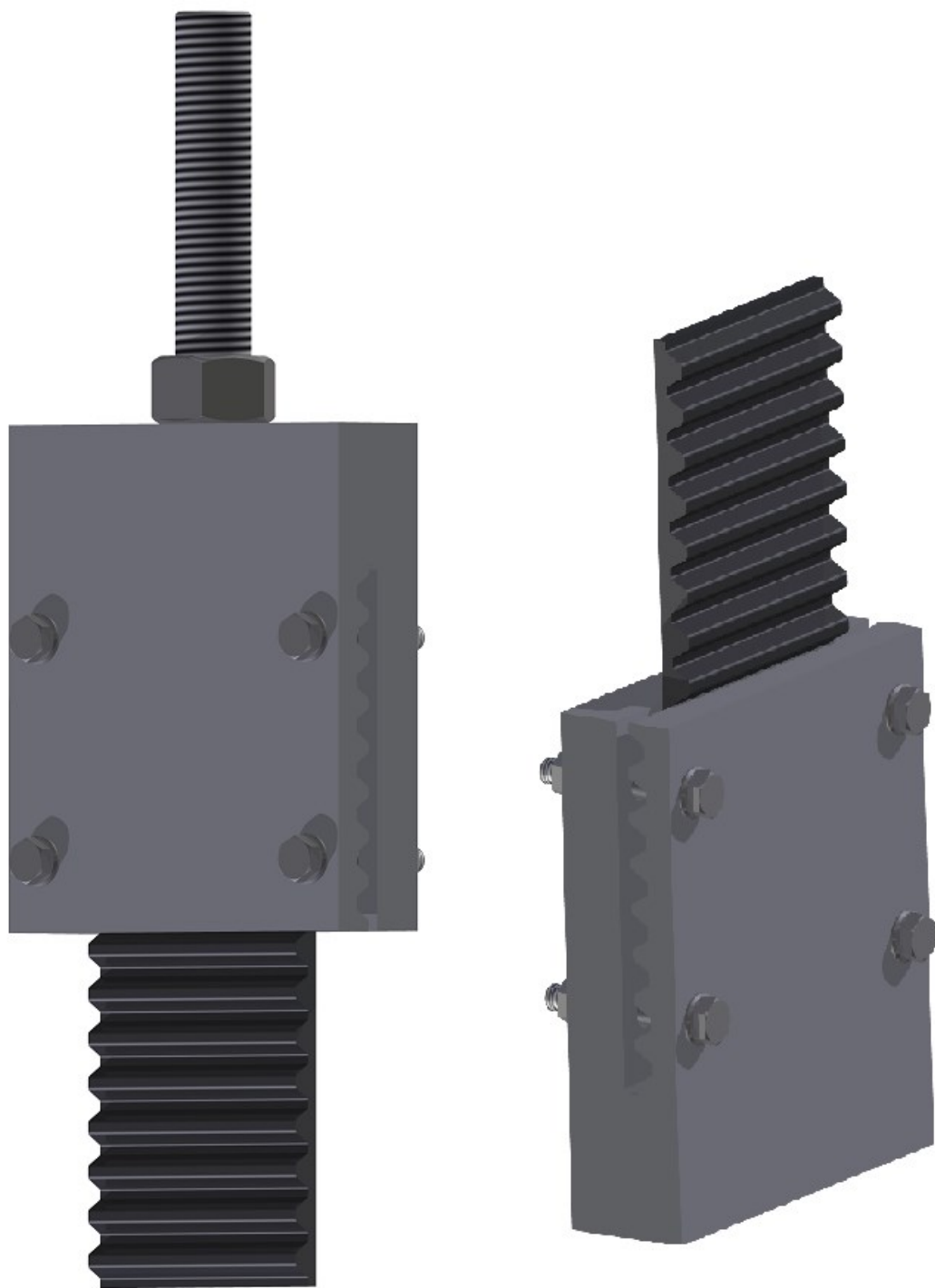
Obr. 4.29 Schéma uložení čepu

$$p = \frac{F}{S} = \frac{R_{ač}}{b \cdot d_{\text{č}}} = \frac{7920}{20 \cdot 65} = \mathbf{6,1 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa}} \quad (4.51)$$

Čep vyhovuje kontrole na otlačení

4.8 Uchycení konců řemenu

Řemeny jsou na svých koncích uchyceny do upínacích desek. Ty se skládají ze dvou hlavních částí. První z nich je drážkovaná deska s profilem stejným, jako je řemen. Druhá deska je hladká a na konci má osazení. Mezi tyto dvě desky je vložen řemen a pomocí 4 šroubů jsou k sobě desky přišroubovány. Tyto šroubové spoje vyvíjejí přtlak a zajišťují uložení řemene. Upínací deska, která je na spodní části je připevněna k závěsu sacího koše. Horní je pak připevněna ke sloupku. U horního uchycení řemene je ještě navíc závitová tyč. Pomocí této závitové tyče a sady talířových pružin mohou vyvinout požadované předpětí v řemeni. Uchycení řemenů spodní i horní části je znázorněno na obrázku 4.30.



Obr. 4.30 Uchycení řemene v upínacích deskách

5 Závěr

Cílem této práce bylo vypracovat stručný přehled možnosti dopravy kusového materiálu ve výrobě. Tato doprava se většinou realizuje pomocí pásových dopravníků, válečkových tratí, závěsných dopravníků, různých manipulačních vozíků a jeřábů. Dalším krokem bylo vypracování analýzy řešení současného stavu překladače lisovaných desek. Tento překladač je velmi specifický svou konstrukcí. Nelze jej zařadit ani do jedné skupiny výše zmíněných dopravníků. V této části jsou popsány jednotlivé díly a jejich parametry, které jsou použity pro vertikální pohon tohoto překladače. Následně byl pak navržen nový vertikální pohon překladače, který je svou konstrukcí stejný, jako současný stav. Liší se svými parametry. Konkrétně zvedanou hmotností, zrychlením a roztečí sloupků vertikální jednotky. Pohon je sestaven především z nakupovaných dílů, které se navrhovaly podle katalogů jednotlivých výrobců. Posledním krokem bylo vypracování sestavného výkresu nového vertikálního pohonu a následně pak vyhotovení vybraného výrobního výkresu.

Všechny cíle práce byly beze zbytku naplněny.

6 Seznam literatury a dalších zdrojů

- [1] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 128 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [2] KEMKA, Vladislav. *Stavba a provoz strojů: stroje a zařízení: pro SPŠ strojní*. Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2009, 281 s. ISBN 978-80-7333-075-0.
- [3] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [4] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I* [online]. [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: http://www.342.vsb.cz/pol25/Polak_DaMZ_1_NP.pdf
- [5] *Dopravní a zdvihací stroje* [online]. [cit. 2015-04-01]. Dostupné z: http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2128
- [6] *Dopravní zařízení* [online]. [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: http://www.sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/15.%20DOPRAVN%C3%8D%20ZAR%C3%8DZEN%C3%8D.pdf
- [7] *Katalog - řemeny Megalinear* [online]. [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: <http://www.megadyne.cz/katalogy-megadyne-ke-stazeni-c3/>
- [8] *Katalog - řemenice Megapulley* [online]. [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: <http://www.megadyne.cz/katalogy-megadyne-ke-stazeni-c3/>
- [9] *Katalog - SEW Eurodrive - kuželové převodové motory* [online]. [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16749219.pdf>
- [10] *Katalog SKF - Ložiskové stojaté jednotky Y* [online]. [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/151-129182/13728-EN-Y-bearing-and-Y-b-units.pdf>
- [11] *Katalog SKF - Kuličková ložiska* [online]. [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: http://www.exvalos.cz/soubory/File/Hlavni_katalog_SKF/6000_CS_01_Kulickova%20loziska.pdf
- [12] *Katalog - Spojky Flender* [online]. [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: http://w3app.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentencenter/md/documentsu20catalogs/md10_1_flender_standard_couplings_en_2011.pdf
- [13] *Katalog TOLLOK upínací pouzdra* [online]. [cit. 2015-04-02]. Dostupné z: http://www.ebibus.sk/content/products/strojarenstvo/tollok/catalogs/Catalogo_EN.pdf
- [14] *BüroGeräte válečkové tratě* [online]. [cit. 2015-04-01]. Dostupné z: <http://www.burogerate.sk/eshop-3002/Rozpinave-valcekove-dopravniky>

- [15] *Dovolný měrný tlak* [online]. [cit. 2015-04-24]. Dostupné z: http://www.347.vsb.cz/staff/folta/Pomucky_obecne/Dovoleny_merny_tlak.pdf
- [16] Elektornická učebnice. [online]. [cit. 2015-04-01]. Dostupné z: <http://eluc.cz/verejne/lekce/1923>
- [17] Kladkostroj.info. [online]. [cit. 2015-04-01]. Dostupné z: [http://kladkostroj.info/mostove-
jeraby/](http://kladkostroj.info/mostove-jeraby/)
- [18] VERVA-Tech s.r.o. pásové dopravníky. [online]. [cit. 2015-04-01]. Dostupné z: <http://www.verva-tech.cz/produkty/pasove-dopravniky/pasovy-dopravnik-pd-fvr-d01>
- [19] Zeman - servis a prodej manipulační techniky. [online]. [cit. 2015-04-01]. Dostupné z: [http://www.zeman-servis.cz/zemanservis/eshop/11-1-Paletove-voziky-s-vahou/0/5/166-Paletovy-
vozik-s-vahou-Vazici-dilek-200g](http://www.zeman-servis.cz/zemanservis/eshop/11-1-Paletove-voziky-s-vahou/0/5/166-Paletovy-vozik-s-vahou-Vazici-dilek-200g)

7 Seznam příloh

Příloha A	Sestavný výkres	BP – SKR0055 – 001
Příloha B	Výrobní výkres hřídele	BP – SKR0055 – 003
Příloha C	3D obrázek sestavy pohonu	
Příloha D	Parametry použitého převodového motoru	
Příloha E	CD s bakalářskou prací	

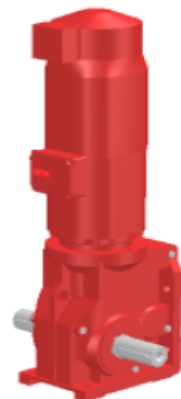
Příloha D – Parametry použitého převodového motoru:

Product information



Servo gearmotor

K87DRL132S4BE11/TF/AS7W/V



Rated motor speed	[1/min] : 2100
Output speed	[1/min] : 67,00
Overall gear ratio	: 31,39
Output torque	[Nm] : 2700,00
Dynamic output torque	[Nm] : 2410
Service factor SEW-FB	: 2,10
input mounting position/IM	: M4-M3AB (25°)
Position of connector/terminal box	[°] : 270
Cable entry/connector position	: 1
Permitted output overhung load with n=1400	[N] : 21400,00
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter] : 9,9
Motor torque	[Nm] : 41,00
Duration factor	: S1-100%
Motor voltage	[V] : 400
Wiring diagram	: R13
Rated current (IN)	[A] : 21,50
Thermal class	: 155(F)
Motor protection type	: IP54
Net weight	[Kg] : 149,5
Braking torque	[Nm] : 55
Brake voltage	[V] : 230

Additional feature and Options:

3 TF temperature sensors (PTC resistor) for thermal class 155 (F) (without trip device)

AS7W- Absolute angular encoder

BE11- SEW - disk brake

BGE- Electronic brake actuation 230 V or 400 V

Degree of protection IP 54

Dynamic package 1

Foot feature with 2 output shaft extensions

Thermal class 155(F)

V- Forced cooling fan IP 66, 220..575 V 50/60 Hz

The technical data are subject to a final technical inspection.

This inspection is made upon the creation of a quotation/an offer.

You can find the exact net weight on the order confirmation. For technical reasons, the real weight may differ from this information.

Created on: 2015-03-02 17:13:17 / Petr Škrabal / SPSSOL

DC Version 2.16 SP1,HF1